

João Fábio Parise de Lara

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE
HFC-134A ATRAVÉS DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO PARA
MESO-SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.**

Dissertação submetida ao
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau
de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Cláudio Melo

Florianópolis
2014

João Fábio Parise de Lara

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE
HFC-134A ATRAVÉS DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO PARA
MESO-SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.**

Dissertação submetida ao
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau
de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Cláudio Melo

Florianópolis
2014

Lara, João Fábio Parise de Lara

ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE HFC-134A ATRAVÉS DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO PARA MESO-SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO. / João Fábio Parise de Lara; orientador, Cláudio Melo – Florianópolis, SC, 2014. 210p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Meso-refrigeração. 3. Dispositivo de expansão. 4. Tubo capilar. 5. Válvula PWM.

I. Melo, Cláudio. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

III. Título.

João Fábio Parise de Lara

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE
HFC-134A ATRAVÉS DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO PARA
MESO-SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do
Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em
sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 28 de fevereiro de 2014

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo Dr. (UFSC) - Presidente

Prof. Júlio Cesar Passos, Dr.(UFSC)

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.(UFSC)

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr.(IF-SC)

Este trabalho é dedicado aos
meus queridos pais e irmão, pelo o
amor e segurança que não tem fim.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, o único em todas as crenças, por este período tão rico e cheio de belas surpresas.

Agradeço também a todos os professores que tiveram ligação com minha formação, em especial para três deles: Álvaro Toubes Prata, que era capaz de trazer uma inspiração única para os alunos que tiveram o privilégio de ouvi-lo lecionar, Cláudio Melo, pela quantidade imensurável de conhecimento que compartilha com os alunos, pelo cuidado na orientação deste trabalho e principalmente, pelo brilho nos olhos e o espírito científico que só um verdadeiro pesquisador pode ter; e por terceiro, Joaquim Manoel Gonçalves, ensinando continuamente que a mente fértil de um jovem e a maturidade podem andar juntas e daí só podem sair grandes ideias.

Não posso deixar de agradecer em sequência algumas pessoas, sem as quais eu não poderia ter chegado até aqui. Obrigado pelo companheirismo e tanto trabalho realizado, Vinícius Raulino, sem dúvidas será um grande engenheiro. Agradeço também ao amigo Adriano Martins, colaborador fundamental, por sua dedicação e cuidado. As minhas pequenas grandes técnicas em refrigeração e climatização, Tainá da Rosa e Larissa Kanzaki, muito obrigado por fazer isso tudo acontecer. A toda equipe do Alexsandro dos Santos Silveira e Edilson Frutuoso Jr. pela experiência compartilhada.

Um agradecimento especial vai também para toda a equipe de apoio que trabalha ou trabalhou no POLO. Pessoas envolvidas em diferentes atividades e que sem dúvida fazem serviço parecer milagre, transformando matéria prima e massa cinzenta em tudo que se possa imaginar. Obrigado Sr. Milton, Rafael Geos, Rodrigo Freitas, William Longen, Deivid dos Santos, Jorge Lubas e ao Fernando Knabben.

Agradecendo aos meus amigos Hermínio, Joel e Leandro pela força, troca de experiência e distração, aos meus parceiros de longa data, César Caprioli e Laerte Ferrari, e a todos os amigos e colegas do POLO.

Termino agradecendo a minha mãe, Lucilene Parise, meu pai, João Lara, meu irmão, João Vitor Lara e meus demais familiares com quem sempre posso contar. Obrigado minha linda Natália Maleski de Sá e toda a sua família pela força nos últimos tempos.

“São os sonhos dos homens que sustentam o mundo em sua órbita.”

(Carl G. Jung)

RESUMO

A demanda por sistemas de refrigeração compactos tem se tornado cada vez mais incisiva e com isso aumenta o número de componentes especiais para este tipo de aplicação, chamada de meso-sistema de refrigeração. Tanto para aumentar a eficiência dos sistemas em miniatura quanto para atender a demanda por sistema de capacidade variável o dispositivo de expansão aplicado a este tipo de sistema deve ser muito bem dimensionado e selecionado. O Objetivo deste trabalho é estudar a expansão de HFC-134a através de diferentes tipos de dispositivos de expansão, o capilar convencional e o capilar pulsante, buscando entender os fenômenos físicos por trás de tal aplicação e fornecer modelos matemáticos que possam atender a esta demanda e auxiliar no dimensionamento de meso-sistemas. Para tanto um aparato experimental foi projetado e construído com a finalidade de reproduzir um meso-sistema de refrigeração operando em diferentes condições de operação e onde as principais variáveis de interesse são monitoradas para posterior análise. Tal análise experimental é feita através do projeto fatorial dos experimentos. A primeira parte do trabalho contempla a aplicação de capilares de diâmetro reduzido para atender as especificações de operação. Fica clara a relevância do diâmetro interno em relação a vazão mássica. Os modelos trabalhados prevêm em média as vazões mássicas com mais de 90 % dos dados entre $\pm 10\%$ e RMS de 6%. Ainda nesta etapa são realizados testes com ingestão de vapor pelo capilar, ilustrando quão sensível é o sistema a tal condição. Na segunda parte do trabalho o estudo é focado em capilares pulsantes, onde uma associação de válvula PWM, uma câmara intermediária e um capilar formam o conjunto de expansão pulsante. Os resultados experimentais mostram que o fator mais relevante para tal aplicação é a fração de abertura da válvula e que variando este parâmetro e dimensionando adequadamente o diâmetro e comprimento do capilar associado é possível ter uma ampla faixa de controle de capacidade. Os modelos propostos nesse caso tem maior dificuldade para capturar a física do escoamento e por isso apresentam dispersão da ordem de $\pm 30\%$ para a vazão e superestimam as pressões no interior da câmara intermediária.

Palavras-chave: Meso-sistema, Dispositivo de Expansão, Capilar Pulsante

ABSTRACT

The demand for compact refrigeration systems has become increasingly more effective and thus increases the number of special components for this type of application, called meso- cooling system. Both to increase the efficiency of miniature systems as to meet the demand for the variable system capacity expansion device applied to this type of system should be carefully sized and selected. The goal of this work is to study the expansion of HFC - 134a through different types of expansion devices , a conventional capillary tube and a pulsating capillary tube , seeking to understand the physical phenomena behind such application and provide mathematical models that can help on the project of meso- scale systems . For such an experimental apparatus was designed and constructed for the purpose of playing a meso - cooling system operating at different operating conditions and where the main variables of interest are monitored for further analysis. Such experimental analysis is done using factorial design of experiments The first part of the work describes the application of small diameter capillaries tubes to meet the specifications of operation. It is clear the relevance of the internal diameter than the mass flow . The models predict mass flow rate of more than 90 % of the data between $\pm 10\%$ and $\pm 6\%$ RMS. This stage intake tests with steam are performed by capillary illustrating how sensitive is the system to such a condition . In the second part of the study is focused on pulsating capillaries , where a combination of PWM valve, an intermediate chamber and a capillary form the set of pulsed expansion. Experimental results show that the most relevant factor for this application is the fraction of valve opening and that varying this parameter and properly sizing the diameter and length of the associated capillary is possible to have a wide range of capacity control . The proposed models have greater difficulty to capture the flow physics and therefore present dispersion of $\pm 30\%$ for flow and overestimate the pressures inside the intermediate chamber .

Keywords: Meso-cooling System. Expansion Device. Pulsating capillary tube.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Cartaz da USDA (*United States Food Administration*), publicado por volta de 1910, apoiando a indústria de gelo natural americana.

Figura 1.2 – Ciclo de compressão de vapor.

Figura 1.3 – Distribuição da emissão indireta de CO₂ no mundo.(JRC,2010)

Figura 1.4 – Redução dos níveis de emissão de CO₂ do Brasil ao longo da primeira década de 2000. (BEN,2011)

Figura 1.5 – Padrão de evolução na comercialização de eletrodomésticos produtores de frio de acordo com o desempenho. (CECED, 2010)

Figura 1.6 - Processador Intel Core i5, com capacidade de até 2,93 GHz.

Figura 1.7 - Densidade de potência de diferentes gerações de micro-chips.(Borkar, 1999)

Figura 1.8 – Sistema de refrigeração pessoal atualmente comercializado.

Figura 1.9 – Sistema de refrigeração pessoal idealizado. (Site Embraco).

Figura 1.10: Meso compressores disponíveis no mercado. a) Compressor rotativo Aspen; b) compressor linear Embraco.

Figura 1.11 - Variação da vazão mássica através do compressor e do tubo capilar com as temperaturas de evaporação e condensação; adaptada de Ramgopal (200-)

Figura 12: Protótipo desenvolvido pela Embraco e Intel visam a aplicação de meso-sistemas para a refrigeração de laptops. a) um esquema dos componentes do sistema de refrigeração e em b) o protótipo.

Figura 1.13 - Onda quadrada aplicada no controle da válvula PWM. (Ronzoni 2011)

Figura 1.14: Válvula PWM, câmara intermediária e tubo capilar em associação formando o dispositivo de expansão tipo PWM. (Adaptação de Ronzoni 2010)

Figura 1.15 - Ciclo de refrigeração vs. carga de refrigerante (Adaptado de Vjacheslav et al., 2001)

Figura 1.16 - Relação entre o coeficiente de desempenho e a carga de fluido refrigerante (Adaptado de Vjacheslav et al., 2001)

Figura 1.17 - Mapa de consumo em função da carga de refrigerante e do diâmetro interno do tubo capilar. (Boeng, 2012)

Figura 1.18 – Visualização do escoamento bifásico na entrada do tubo capilar operando com carga de refrigerante insuficiente.(Boeng, 2012).

Figura 2.1 – Comparação entre as principais correlações para o fator de atrito. (Scott,1976).

Figura 2.2 – Esquema de um escoamento típico no interior de tubos capilares.

Figura 2.3 – COP x Abertura da EEV. (Pottker, 2007).

Figura 3.1- Aparato experimental para o estudo da expansão de R134a por micro capilares adiabáticos.

Figura 3.2 – Esquema do aparato experimental.

Figura 3.3 - Microcompressor Linear e ventilador.

XIV

Figura 3.4 – Trocador de calor utilizado como condensador antes da instalação (a) e depois de instalado na bancada (b).

Figura 3.5 – Transdutor de fluxo de massa.

Figura 3.6 - Comparação entre o sinal de vazão medido simultaneamente na linha de líquido e de vapor do sistema de refrigeração.

Figura 3.7 – Detalhe do aparato experimental. Compartimento inferior para o posicionamento do condensador e fluxímetro.

Figura 3.8 – Pré-aquecedor.

Figura 3.9 – Visor de Líquido.

Figura 3.10 – Seção de testes com capilar isolado termicamente.

Figura 3.11 – (a) transdutores de pressão e (b) termopares de imersão.

Figura 3.12 – Evaporador. Banho termostático.

Figura 3.13 – Motor de passo acoplado a válvula agulha na sucção dos compressores.

Figura 3.14 - Chassi de aquisição e geração de sinais NI

Figura 3.15 – Quadro elétrico.

Figura 3.16 - Comparação entre brazagem convencional e com pressão positiva de nitrogênio.

Figura 3.17 - Representação gráfica do critério de regime permanente. (Adaptado de Da Silva, 2008)

Figura 3.18 – Teste de bloqueio.

Figura 3.19 – Esquema do pré-aquecedor.

Figura 4.1 - Volume de controle e variáveis fluidodinâmicas.

Figura 4.2 – Linha de Fanno. (Adaptado de Da Silva, 2008).

Figura 4.3 – Comparação entre as duas correlações para o fator de atrito ao longo do comprimento do capilar.

Figura 4.4 – a) esquema da disposição das fases líquido e vapor em um escoamento e sua relação com a associação em série ou paralelo. b) Analogia com a associação de amortecedores em série e paralelo.

Figura 4.5 – Matriz trazendo as quatro configurações possíveis de associação entre fases em um escoamento e sua respectiva equação de viscosidade bifásica.

Figura 4.6 – Comportamento dos modelos de viscosidade utilizados.

Figura 4.7 – Fluxograma para solução numérica.

Figura 5.1: Diagrama de efeitos. Influência dos principais fatores e suas combinações sobre a vazão mássica.

Figura 5.2: Cubo de efeitos e representação do efeito quadrático do diâmetro interno em relação ao efeito, a vazão mássica.

Figura 5.3 – Comparação entre modelo ajustado e dados experimentais.

Figura 5.4 - Resultado do valor RMS[%] para as oito combinações entre modelos propostas.

Figura 5.5 - Comparação entre a vazão mássica medida em relação a calculada através do modelo diferencial.

Figura 5.6 - Desvio percentual relativo obtido pelo modelo diferencial em relação as vazões mássicas medidas.

Figura 5.7 - Desvio percentual relativo obtido da aplicação do modelo diferencial com o ajuste do fator de atrito sobre o banco de dados atual e o de Boabaid et al. (1994).

Figura 5.8 - Erro percentual relativo em relação ao modelo algébrico proposto por Hermes et al. 2010, com o parâmetro $\phi = 6$.

Figura 5.9 - Curva do fator Phi em função do diâmetro interno do tubo capilar.

Figura 5.10: Erro percentual relativo em relação ao modelo algébrico ajustado.

Figura 5.11 - Desvio percentual relativo obtido da aplicação do modelo algébrico ajustado sobre o banco de dados atual e o de Boabaid et al.(1994).

Figure 5.12 - Perfil de vazão mássica ao longo do tempo para diferentes condições de entrada.

Figura 5.13 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “a)” da Figura 5.12.

Figura 5.14 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “b)” da Figura x.

Figura 5.15 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “c)” da Figura 5.12.

Figura 5.16 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “b)” da Figura 5.12.

Figura 5.17 - Temperatura de condensação e temperatura de evaporação ao longo do procedimento considerando a entrada de vapor no dispositivo de expansão.

Figura 5.18 - Vazão mássica de refrigerante x entalpia na entrada do tubo capilat. Condição HBP.

Figura 5.19 - Vazão mássica de refrigerante x entalpia na entrada do tubo capilat. Condição LBP.

Figura 5.20 - Padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão correspondente ao título de 0,2% na Figura 5.19.

Figura 5.21 - Detalhe da entrada do tubo capilar referente a Figura 5.19 (anterior). Um padrão de névoa pode ser visto entrando no capilar.

Figura 5.22 - Padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão correspondente ao título de 0,5% na Figura 5.19.

Figura 5.23 - Padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão correspondente ao título de 0,7% na Figura 5.19.

Figura 5.24 - Relação entre o título na entrada do capilar e a redução percentual equivalente em relação ao diâmetro real do tubo capilar.

Figura 6.1: esquema da bancada experimental para o estudo de dispositivos de expansão PWM.

Figura 6.2 - Seção de testes em detalhe.

Figura 6.3 - Volume intermediário de cobre e em vidro.

Figura 6.4 - Transdutor de pressão diferencial utilizado no interior do volume intermediário.

Figura 6.5 - Válvula solenoide The Lee Company.

Figura 6.6 - Foto da válvula solenoide desmontada para o ajuste de seu CV e um esquema da montagem final da válvula na seção de testes.

XVI

Figura 7.1 - Escoamento através de um orifício

Figura 7.2 - Volume de controle para a câmara intermediária

Figura 8.1 - Diagrama de efeitos. Influência dos principais fatores e suas combinações sobre a vazão mássica.

Figura 8.2 - Diagrama de efeitos. Influência dos principais fatores e suas combinações sobre a pressão intermediária.

Figura 8.3 - Desvio relativo percentual da vazão mássica estimada pela equação (8.1).

Figura 8.4 - Desvio relativo percentual da pressão intermediária estimada pela equação (8.2).

Figura 8.5 - Resultado da simulação transiente da válvula PWM comparando a vazão que passa através do capilar e a vazão na válvula solenoide.

Figura 8.6 - Desvio relativo percentual da vazão mássica segundo o modelo matemático.

Figura 8.7 - Desvio relativo percentual da pressão intermediária segundo o modelo matemático.

Figura 8.8 - Comparação entre a pressão intermediária medida e calculada para três frações de abertura: a) 90%, b) 10% e c) 50%.

Figura 8.9 - Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=10% , VOL= 1ml e $\tau=1s$.

Figura 8.10 - Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=50%, VOL= 1ml e $\tau=1s$.

Figura 8.11 - Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=90%, VOL= 1ml e $\tau=1s$.

Figura 8.12 - Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=10%, VOL= 1ml e $\tau=4s$.

Figura 8.13 - Detalhe na entrada do tubo capilar. Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=10%, VOL= 1ml e $\tau=4s$.

Figura 8.14 - Resultado da simulação via modelo numérico que representa a faixa de vazão em relação a fração de abertura para diferentes diâmetros.

Figura 1a - Primeiras etapas da medição do diâmetro interno de tubos capilares.

Figura 2a - Medição do diâmetro externo, fixação, embutimento das amostras e acabamento superficial.

Figura 3a– a) Imagem diretamente do microscópio e b) a imagem tratada.

Figura 4a – Software InternalD Antes do processamento.

Figura 5a – Software InternalD após o processamento.

Figura 6a - Comparação entre os resultados obtidos com o software InternalD e as medições realizadas na Fundação CERTI.

Figura 1b - Teste de UA do pré-aquecedor.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Comprimento de tubos capilares para diâmetros internos convencionais (a) e diâmetros especiais para meso-sistemas (b).

Tabela 3.1 - Comparação entre os diâmetros internos nominais e reais dos tubos capilares.

Tabela 3.2 - Parâmetros do Regime Permanente.

Tabela 3.3 - Fatores e Níveis do projeto do experimento.

Tabela 3.4 - Projeto dos Experimentos

Tabela 3.5 - Testes Extras.

Tabela 5.1 - Matriz do Projeto Fatorial.

Tabela 5.2 - Conjunto de testes adicionais ao projeto fatorial.

Tabela 5.3 - Coeficientes para correlação empírica.

Tabela 5.4 - Combinações entre os modelos de viscosidade e fator de atrito.

Tabela 5.5 - Resumo dos resultados para modelos de previsão.

Tabela 5.6 - Comparação entre dados experimentais e modelo algébrico para título na entrada do dispositivo de expansão.

Tabela 5.7 - Cálculo do Diâmetro de capilar equivalente.

Tabela 6.1 - Fatores do experimento com dispositivo de expansão PWM.

Tabela 6.2 - Projeto dos Experimento.

Tabela 6.3 - Testes adicionais

Tabela 8.1 - Matriz do Projeto Fatorial PWM.

Tabela 8.2 - Testes Extra do Projeto Fatorial PWM.

Tabela 8.3 - Coeficientes para correlação empírica.

Tabela 1b - Coeficientes da equação (B1)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da secção transversal	$[m^2]$
C	Correção	
COP	Coefficiente de performance	$[-]$
D	Diâmetro interno	$[m]$
DP	Desvio Padrão	
dz/dp	Derivada do comprimento em relação a pressão	$[m.Pa^{-1}]$
dh/dp	Derivada da entalpia em relação a pressão	$[J.kg^{-1}.Pa^{-1}]$
ds/dh	Derivada da entropia em relação a entalpia	$[K^{-1}]$
e	Energia interna específica	$[J.kg^{-1}]$
G	Fluxo de massa	$[kg.s^{-1}.m^{-2}]$
g	Gravidade local	$[m.s^{-2}]$
h	Entalpia específica	$[J.kg^{-1}]$
j	Coefficiente polinomial	
k	Fator de abrangencia	
Kcv	Fator de vazão	
L	Comprimento do tubo	$[m]$
M	Número de testes	
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg.s^{-1}]$
n	Número de indicações	
N	Número de elementos na malha	
p	Pressão	$[Pa]$
q	Fluxo de calor	$[W]$
r	Coefficiente polinomial	
s	Entropia específica	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
t	Tempo	$[s]$
\bar{T}	Tensor tensão	$[N.m^{-2}]$
T	Temperatura	$[K \text{ ou } ^\circ C]$
v	Volume específico	$[m^3.kg^{-1}]$
V	Volume	$[m^3]$
W	Trabalho de compressão	$[J]$
\dot{W}	Potência de compressão	$[W]$
y	Função matemática genérica	
z	Posição na direção axial	$[m]$

XVIII

LESTRAS GREGAS

ε	Rugosidade	$[m]$
Δ	Variação	
τ	Tensão cisalhante	$[N.m^{-2}]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$
ρ	Massa específica	$[kg.m^{-3}]$
Ψ	Derivada de v em relação a p com h constante	$[m^4.s^2.kg^{-2}]$
ϕ	Derivada de v em relação a h com o contante	$[m^3.J^{-1}]$
Φ	Fator de correção	
Γ	Correlção do diâmetro equivalente	
Υ	Fator de correção	

SUBSCRITOS

$()_{bif}$	bifásico
$()_c$	crítico
$()_{calc}$	calculado
$()_e$	Entrada
$()_{exp}$	Experimental
$()_l$	Líquido
$()_s$	Saída
$()_v$	Vapor

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	XVII
--------------------------	-------------

LETRAS GREGAS	XX
----------------------	-----------

SUBSCRITOS	XX
-------------------	-----------

SUMÁRIO	XXI
----------------	------------

1 INTRODUÇÃO	1
---------------------	----------

1.1 REFRIGERAÇÃO : BREVE HISTÓRICO	1
---	----------

1.2 CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR	3
---	----------

1.3 NOVOS CAMINHOS E TENDÊNCIAS	4
--	----------

1.3.1 CONSUMO ENERGÉTICO	4
--------------------------	---

1.3.2 MICRO-PROCESSADORES E AS BARREIRAS PRÁTICAS	7
---	---

1.3.3 MICROCLIMATE COOLING SYSTEM (ROUPA REFRIGERADA)	9
---	---

1.3.4 OUTROS SEGMENTOS	11
------------------------	----

1.4 MESO-SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	11
--	-----------

1.4.1 MESO-COMPRESSORES	11
-------------------------	----

1.5 TEMA DO TRABALHO - DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	13
---	-----------

1.5.1 TUBOS CAPILARES	13
-----------------------	----

1.5.1.1 TUBOS CAPILARES E MESO-SISTEMAS	15
---	----

1.5.2 VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA	16
--------------------------------------	----

1.5.2.1 Dispositivo PWM	17
-------------------------	----

1.5.3 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO VS. CARGA DE GÁS	19
--	----

1.6 OBJETIVOS E METODOLOGIA	22
------------------------------------	-----------

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
--------------------------------	-----------

2.1 TUBOS CAPILARES	25
----------------------------	-----------

2.2 VÁLVULAS DE EXPANSÃO ELETRÔNICAS	30
---	-----------

3 TRABALHO EXPERIMENTAL 35

INTRODUÇÃO	35
3.1 APARATO EXPERIMENTAL	35
3.1.1 SUBSISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E SEÇÃO DE TESTES	37
3.1.2 AQUISIÇÃO E GERAÇÃO DE SINAIS	45
3.2 LÍQUIDO SUB-RESFRIADO NA ENTRADA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	47
3.2.1 PROCEDIMENTO OPERACIONAL	47
3.2.2 IDENTIFICAÇÃO DO REGIME PERMANENTE	48
3.2.3 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS	50
3.2.3.1 Projeto Fatorial	50
3.2.3.2 Matriz dos Experimentos e Cálculo de Efeitos	51
3.2.4 CORRELAÇÃO EMPÍRICA PARA A VAZÃO MÁSSICA	53
3.3 TÍTULO NA ENTRADA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	53
3.3.1 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	53
3.4 RESUMO DO CAPÍTULO	55

4 MODELO MATEMÁTICO 57

4.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	57
4.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES E SIMPLIFICAÇÕES	59
4.2.1 MODELO HOMOGÊNIO NA REGIÃO BIFÁSICA	62
4.3 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E TERMOFÍSICAS	68
4.4 MÉTODO DE SOLUÇÃO	69
4.4.1 SOLUÇÃO NUMÉRICA	69
4.5 MODELO ALGÉBRICO	71
4.6 RESUMO DO CAPÍTULO	72

5 RESULTADOS 73

5.1 INTRODUÇÃO	73
5.2 PROJETO DOS EXPERIMENTOS	74
5.3 CORRELAÇÃO EMPÍRICA	78
5.4 O MODELO DIFERENCIAL	81

5.4.1 AJUSTE DO FATOR DE ATRITO DE CHURCHILL	84
5.5 O MODELO ALGÉBRICO	85
5.6 RESUMO: MODELOS MATEMÁTICOS	88
5.7 ESCOAMENTO BIFÁSICO NA ENTRADA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	89
5.8 - RESUMO – INGESTÃO DE VAPOR PELO TUBO CAPILAR	99
6 TRABALHO EXPERIMENTAL	103
<hr/>	
6.1 APARATO EXPERIMENTAL	103
6.1.1 SEÇÃO DE TESTES	103
6.1.2 VOLUME INTERMEDIÁRIO	105
6.1.3 TRANSDUTOR DE PRESSÃO DIFERENCIAL	106
6.1.5 VÁLVULA SOLENOIDE	106
6.2 PROCEDIMENTO OPERACIONAL E IDENTIFICAÇÃO DO REGIME PERMANENTE	108
6.2.1 ACIONAMENTO PWM	108
6.3 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS	109
6.3.1 MATRIZ DOS EXPERIMENTOS E CÁLCULO DE EFEITOS	109
6.4 CORRELAÇÃO EMPÍRICA PARA A VAZÃO MÁSSICA	110
6.5 RESUMO DO CAPÍTULO	111
7 MODELAMENTO MATEMÁTICO	113
<hr/>	
7.1 INTRODUÇÃO	113
7.2 MODELO DA VÁLVULA	113
7.3 MODELO DO TUBO CAPILAR	115
7.4 MODELO DA CÂMARA INTERMEDIÁRIA	115
7.5 MÉTODO DE SOLUÇÃO	118
7.6 RESUMO	119
8 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	121
<hr/>	
8.1 INTRODUÇÃO	121
8.2 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS	121
8.3 CORRELAÇÃO EMPÍRICA	128

XXIV

8.4 O MODELO NUMÉRICO	131
8.5 VISUALIZAÇÕES NO VOLUME INTERMEDIÁRIO	134
8.6 SUGESTÃO PARA PROJETO DE DISPOSITIVO DE EXPANSÃO PWM	138
8.7 RESUMO	140
<u>9 CONCLUSÕES</u>	<u>143</u>
10.1 TRABALHO EXPERIMENTAL – PROJETO DOS EXPERIMENTOS	143
10.2 TRABALHO EXPERIMENTAL – VAPOR NA ENTRADA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.	145
10.3 MODELOS MATEMÁTICOS	146
10.4 TRABALHO EXPERIMENTAL	147
10.5 MODELO MATEMÁTICO	148
10.6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	148
<u>10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	<u>151</u>
<u>APÊNDICE A – MEDIÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO DOS TUBOS CAPILARES</u>	<u>159</u>
<u>APÊNDICE B – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS</u>	<u>167</u>
<u>ANEXO 1 – DIAGRAMA DE COMANDO: SUBSISTEMA ELÉTRICO</u>	<u>181</u>

1 INTRODUÇÃO

1.1 Refrigeração : Breve Histórico

De modo geral, pode-se definir a refrigeração como um processo que promove a transferência de calor de um meio a baixa para um meio a alta temperatura. Dossat (1961) definiu refrigeração como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do ambiente circundante.

A necessidade de frio é evidente. Em diversos momentos do nosso cotidiano nos deparamos com sistemas dotados da capacidade de refrigerar, com normalmente dois propósitos básicos: o conforto térmico e a conservação de produtos.

Nos primórdios utilizava-se o gelo da neve, extraído da natureza, chamada de “Refrigeração Natural”. Durante os séculos XVIII e XIX cientistas ao redor do mundo, principalmente na Europa, dedicaram suas pesquisas à produção de frio e o primeiro a construir um sistema comercial empregando a compressão mecânica de vapores foi o australiano James Harrison, em meados de 1850. No entanto, no início do século 20 o mercado do Gelo Natural ainda era maior que o do gelo fabricado artificialmente.

Por volta de 1920 já haviam unidades seladas de refrigeração, representando uma nova força no cenário comercial. Além de uma nova frente de concorrência, a indústria do gelo natural enfrentava uma forte pressão por conta da poluição de águas na região de extração do gelo. A

Figura 1.1 mostra um apelo a favor da indústria de gelo natural publicado no início do século 20.



Figura 1.1 – Cartaz da USDA (*United States Food Administration*), publicado por volta de 1910, apoiando a indústria de gelo natural americana.

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor tinha uma desvantagem que limitava o sucesso econômico da máquina: fluidos refrigerantes que representavam uma ameaça ao usuário. Por volta de 1928, todos os refrigerantes conhecidos eram tóxicos, inflamáveis, ou apresentavam as duas características, fazendo com que o consumidor tivesse receio em adquirir o produto. Neste mesmo período um grupo de pesquisadores liderados por Thomas Midgley investigava um tipo alternativo de refrigerante que não apresentasse as características de toxidez e inflamabilidade, o que levou à classe dos hidrocarbonetos halogenados, também conhecidos como CFC's.

A utilização destes novos refrigerantes alavancou os negócios da nova indústria da refrigeração, com o mesmo princípio utilizado até os dias atuais, marcando o fim da Era do Gelo Natural.

1.2 Ciclo de Refrigeração Compressão de Vapor

Atualmente a grande maioria dos sistemas de refrigeração, incluindo aplicações domésticas, comerciais e industriais, utiliza o princípio de compressão mecânica de vapor.

Os componentes elementares de um ciclo de refrigeração deste tipo estão ilustrados na Figura 1.2. Percorrendo o ciclo de refrigeração, partindo do estado 1, onde o fluido se encontra no estado de vapor superaquecido a baixa pressão (P_c) e temperatura e é succionado pelo compressor. Após o processo de compressão o refrigerante atinge o estado 2, caracterizado por vapor superaquecido a alta pressão (P_c) e temperatura. Em seguida o refrigerante entra no condensador onde perde calor para o meio ambiente (Q_c), muda de fase e atinge o estado 3. Na sequência o refrigerante segue para o dispositivo de expansão, atingindo uma condição de baixa pressão e temperatura, no estado 4. No evaporador o refrigerante recebe calor do meio refrigerado (Q_e) e retorna ao estado 1.

A presença do sub-resfriamento na saída do condensador garante a entrada de apenas líquido no dispositivo de expansão e aumenta o efeito de refrigeração específico, ($h_1 - h_4$). O superaquecimento na saída do evaporador é importante para garantir a integridade do compressor, que não é projetado para operar com a admissão de líquido.

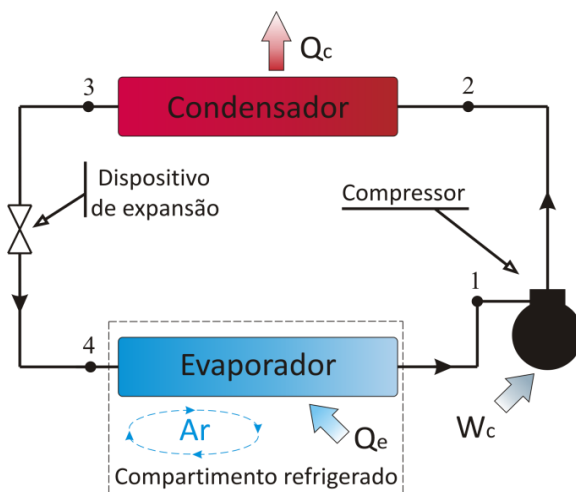


Figura 1.2 – Ciclo de compressão mecânica de vapor.

O desempenho de sistemas de refrigeração é quantificado através do Coeficiente de Performance (COP), razão entre o calor retirado do ambiente refrigerado e a potência fornecida ao compressor, Equação 1.1.

Um grande desafio para a engenharia é projetar sistemas que atendam a demanda térmica, com o máximo Coeficiente de Performance e menor custo.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (1.1)$$

1.3 Novos Caminhos e Tendências

1.3.1 Consumo Energético

Segundo o IBGE (2010), 96% das famílias brasileiras possuem pelo menos um refrigerador doméstico. Além disso, a *Geladeira* ocupa uma das primeiras posições em termos de intenções de compra dos brasileiros. Este quadro é semelhante em outros países, onde o número de refrigeradores praticamente dobra a cada 10 anos (IIR, 2010). O eletrodoméstico da chamada linha branca, com menos de 100 anos de história, é considerado hoje um dos componentes básicos para suprir as necessidades de uma família. Assim como na aplicação doméstica, na indústria de alimentos, a importância da refrigeração de modo geral tem se intensificado ao redor do planeta.

Todos os setores da refrigeração estão lutando para atender duas demandas específicas: i) saúde/conservação e ii) meio ambiente.

i) A qualidade dos alimentos, de modo a garantir a saúde do indivíduo que o consome, muitas vezes tem relação direta com a qualidade do processo de conservação utilizado. Conservação de vacinas, órgãos a serem transplantados e a aplicação de frio em áreas médicas e da saúde são exemplos de apelos ao tema da saúde e conservação.

ii) As exigências em termos de meio ambiente são claramente notadas em todas as frentes, não apenas no segmento da refrigeração. Máquinas cada vez mais eficientes e que representem menores danos ao meio ambiente são requisitos em qualquer mercado do mundo. Atualmente, cerca de 15% da demanda de energia elétrica do planeta se deve a processos que envolvem refrigeração, afetando indiretamente o

aquecimento global. A Figura 1.3 mostra a contribuição pela emissão indireta de CO₂ em diversas regiões do mundo, o que indica a necessidade de avanços tecnológicos para melhorar a performance dos equipamentos.

Além do elevado consumo energético, muitos dos sistemas atuais utilizam fluidos refrigerantes com efeito direto sobre o meio ambiente. Os chamados HCFCs e HFCs, que dominaram o mercado de refrigerantes por aproximadamente duas décadas, de 1990 a 2010, serão substituídos em curto prazo. Os novos refrigerantes deverão atender as especificações impostas pelo Protocolo de Kyoto e Montreal, e ainda gerar sistemas com alto desempenho.

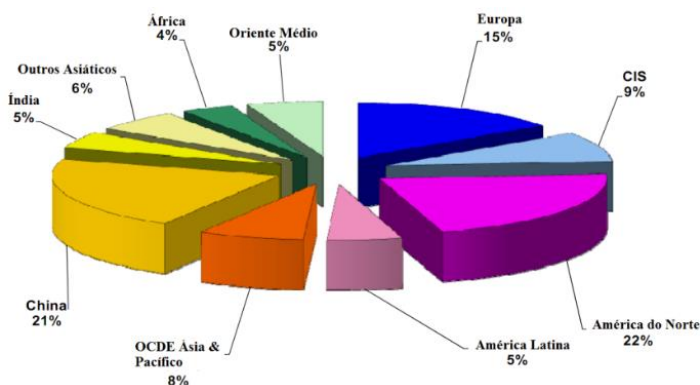


Figura 1.3 – Distribuição da emissão indireta de CO₂ no mundo.(JRC,2010)

O Brasil faz parte do grupo de nações que tem alcançado bons resultados e reduzido progressivamente o nível de emissão equivalente de CO₂ na atmosfera. A Figura 1.4 mostra a comparação dos níveis de CO₂ por tonelada equivalente de petróleo emitida pelo país ao longo dos últimos 10 anos.

Em favor da redução dos níveis de emissão, direta ou indireta, governantes no mundo todo tem pressionado a indústria do frio para que equipamentos cada vez mais eficientes sejam comercializados. Os *targets* de eficiência vêm subindo a cada ano, principalmente em países desenvolvidos como alguns Europeus, Asiáticos e Norte-Americanos. A Figura 1.5 mostra um registro do CECED (*European Committee of Domestic Equipment Manufacturers*), ilustrando a evolução temporal na

comercialização de freezers, refrigeradores e aparelhos de ar condicionado na Europa em função do desempenho.

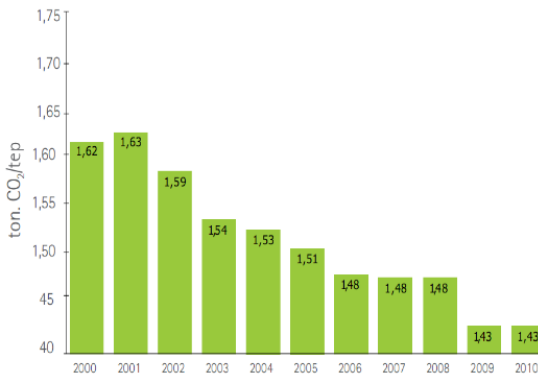


Figura 1.4 – Redução dos níveis de emissão de CO₂ do Brasil ao longo da primeira década de 2000. (BEN,2011)

Uma das principais entidades relacionadas ao segmento de refrigeração é o Instituto Internacional de Refrigeração (IIR) que reúne 61 nações dos cinco continentes, promovendo a troca e geração de tecnologias aplicadas à refrigeração. O instituto tem o objetivo de agrupar conteúdos e pesquisadores em prol da evolução tecnológica e econômica do setor.

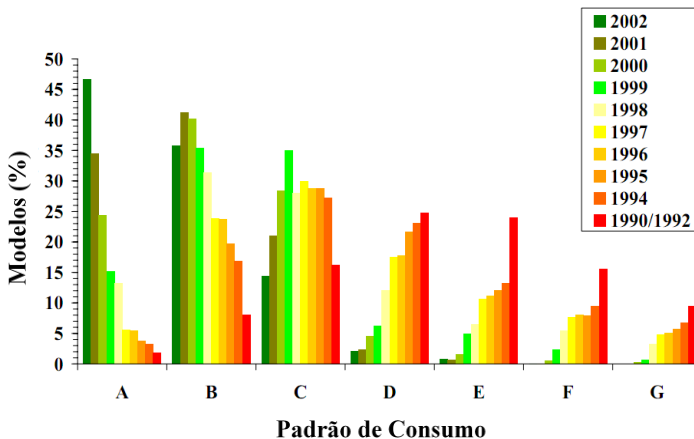


Figura 1.5 – Padrão de evolução na comercialização de eletrodomésticos produtores de frio de acordo com o desempenho. (CECED, 2010)

O IIR tem uma lista das chamadas, prioridades de pesquisa, onde os temas eficiência e meio ambiente são dois dos sete itens. Contudo, está na sétima chave de pesquisa um dos grandes temas atuais, conduzindo ao estado da arte da refrigeração mundial, a refrigeração aplicada a novas frentes de mercado, muitas delas, ainda inexploradas. Exemplos de nichos de negócios são: aplicação da refrigeração na eletrônica, refrigeração pessoal, aplicações médicas, etc.

Todas estas aplicações citadas tem em comum o fato de exigir sistemas com volume inferior aos convencionais. São os chamados meso-sistemas de refrigeração, ou sistema em pequena escala. O principal impulsionador desta nova geração de sistemas de refrigeração é a eletrônica de potência que está presente em centrais de telecom e de transmissão de sinais. Seus sistemas geram uma imensa quantidade de calor que precisa ser retirada para garantir a performance e integridade dos componentes. Mas não é preciso ir muito longe para encontrar demanda por refrigeração em sistemas eletrônicos.

1.3.2 Micro-Processadores e as Barreiras Práticas

O micro-chip é hoje uma tecnologia “invisível” presente em todos os momentos de nossa vida, sendo componente básico até no mais simples brinquedo eletrônico. Os chips modernos são formados por milhões de transistores, já o antigo processador 80486, lançado pela Intel em 1989, tinha pouco mais de um milhão de transistores e cada um deles media aproximadamente 1 micron (1 milésimo de milímetro). A geração de processadores Pentium 4, lançados em 2000, já trazia evoluções contrastantes em relação aos primeiros componentes desenvolvidos uma década atrás. Com alta velocidade de processamento (1,3 a 2,0 GHz), até 80 vezes mais veloz que a família i486, o micro-processador tinha cerca de 0,18 microns. A Figura 1.6, mostra um chip da geração Intel 2010, o Core i5, com 2,93 GHz, medindo 0,032 microns.



Figura 1.6 - Processador Intel Core i5, com capacidade de até 2,93 GHz.

O aumento da velocidade e capacidade de processamento dos micro-chips representa avanços que se refletirão em inúmeros segmentos, desde a telefonia móvel até na performance de satélites e foguetes. Grupos de simulação computacional, por exemplo, aguardam ansiosamente a chegada de novos chips, que aumentariam a velocidade dos computadores e permitiriam solucionar problemas até então impossíveis, alavancando pesquisas de todos os gêneros.

Com a evolução progressiva da velocidade de processamento e a paralela redução dos componentes, o fluxo de calor dissipado pelo micro-chip vem aumentando a cada nova geração de processadores. Devido à delicada arquitetura dos circuitos internos, a temperatura deve ser mantida em níveis aceitáveis para não haver danos ou perda do elemento.

Borkar (1999), realizou um estudo comparativo entre diferentes processadores disponíveis no mercado 1985 até meados de 2000. Foram avaliadas a evolução da velocidade de processamento, a capacidade de armazenamento, a carga térmica e a temperatura média dos componentes em relação ao tempo. Ele pode constatar o significativo aumento de todos os parâmetros observados. A Figura 1.7, por exemplo, mostra a densidade de potência (W/cm^2) para cada geração de micro-processadores. Pode-se notar um aumento de aproximadamente 16 vezes entre o primeiro e o último modelo avaliado.

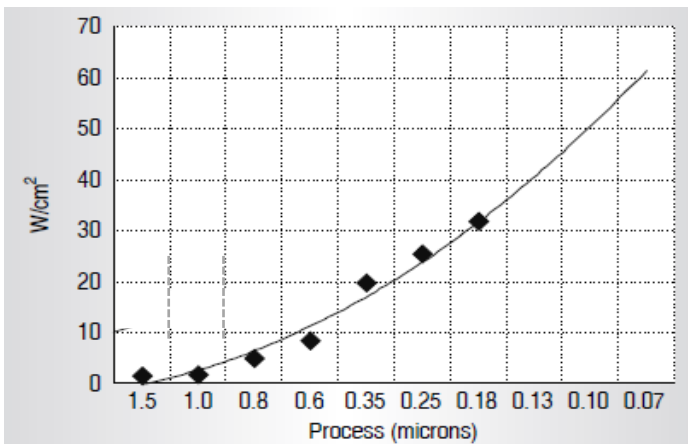


Figura 1.7 – Fluxo de Calor em diferentes gerações de micro-chips.(Borkar, 1999)

Atualmente o principal gargalo da indústria de micro-chips e processadores é a manutenção da temperatura dos componentes. Para micro-chips mais potentes os sistemas convencionais de dissipação de calor já não são mais suficientes.

Para atender a demanda mencionada, o sistema de refrigeração utilizado não deve apenas ter a capacidade adequada, mas também possuir dimensões reduzidas o suficiente para assim permitir que sejam inseridos em sistemas como PCs e Laptops.

1.3.3 Microclimate Cooling System (Roupa Refrigerada)

Outra demanda vem da busca pelo conforto térmico que é a função primordial de qualquer equipamento de condicionamento de ar. O princípio consiste em adequar as condições ambientes locais, como forma de propiciar o conforto térmico aos indivíduos ali presentes.

Já o sistema denominado *Microclimate Cooling System* (MCS), ou Micro Sistema de Refrigeração Pessoal, traz uma proposta inovadora: fazer frio localmente, sobre o corpo a ser refrigerado, e capaz de atender uma larga faixa de cargas térmicas.

O MCS foi desenvolvido originalmente por uma parceria entre empresas norte-americanas e a Força Armada Norte-Americana, com o objetivo de obter um sistema que permitisse aos soldados a manutenção da temperatura corporal em ambientes a elevadas temperaturas e ainda refrigeração em situações em que houvesse a necessidade de utilizar roupas termicamente isolantes, como em ataques químicos, por exemplo.

Um exemplo do sistema utilizado hoje em dia pelos soldados norte-americanos, fabricado pela COBHAM, é ilustrado na Figura 1.8. Os sistemas disponíveis no mercado apresentam uma série de restrições, não sendo compactos e leves, pouco eficientes e não atenderem uma larga faixa de carga térmica.

Com avanços na área da meso-refrigeração seria possível desenvolver um sistema portátil, leve e eficiente que acoplado a um trocador de calor flexível poderia ser vestido pelo usuário, como mostra a Figura 1.9.



Figura 1.8 – Sistema de refrigeração pessoal atualmente comercializado.



Figura 1.9 – Sistema de refrigeração pessoal idealizado. (Site Embraco).

Embora, a princípio, o público alvo dessa tecnologia seja grupos de pessoas submetidas a condições extremas de temperatura, como a força-armada, bombeiros, aeronautas, etc. O conceito já vem sendo

utilizado também por pilotos de automóveis em competições como a F1 e NASCAR, além de despertar o interesse de muitos empresários do setor da refrigeração.

1.3.4 Outros Segmentos

A extensão que pode tomar a micro-refrigeração aplicada a novos nichos de mercado é imensurável. Com a obtenção de um micro-sistema de refrigeração, diversos segmentos se beneficiariam, como por exemplo, o setor médico, transporte, automotivo e a indústria de forma geral, com a melhoria de processos e operações. Além de ficar aberta a possibilidade de aplicações tão inovadoras quanto as já citadas.

1.4 Meso-sistemas de Refrigeração

Como mostrado, não existem fronteiras às frentes de aplicação da meso-refrigeração. Mas para que possa haver um produto, ou sistema, que seja vencedor em sua fração de mercado é necessário que este esteja a par de todos os requisitos apresentados, isto é, não basta ser compacto, mas também precisa ser econômico e sustentável. Grandes empresas ao redor do mundo, muitas delas em parcerias com renomadas universidades, vem dedicando grande parte dos esforços em pesquisa e investimentos na busca de uma solução competitiva.

No entanto, a miniaturização de sistemas mecânicos, principalmente os de natureza térmica, não é tarefa fácil. Jeong S. (2004), realizou uma análise em termos de geração de entropia para todos os elementos de um refrigerador levando em conta a alteração na escala dos componentes. Ele conclui que quanto menor o sistema de refrigeração, menor o seu coeficiente de performance. Fica claro ainda que um dos elementos mais difíceis de ser miniaturizado é o compressor, devido a sua complexidade e ao elevado número de partes móveis.

1.4.1 Meso-Compressores

A corrida por novas tecnologias que possibilitam a construção de meso-compressores já vem de décadas e algumas empresas já oferecem

soluções para a aplicação de seus compressores em pequenos sistemas de refrigeração. Como mostrado por Tayde et al. (2013), hoje para que os sistemas atinjam os níveis de performance esperados o fluido refrigerante que deve ser utilizado é o HFC-134a, e é isto que as grandes empresas envolvidas tem feito. A Figura 1.10 traz três concorrentes do mercado da meso-refrigeração: o primeiro, “a)”, é um compressor rotativo de capacidade variável desenvolvido pela Aspen, empresa especialista em soluções para meso-aplicações; o segundo exemplar, item “b)”, é uma alternativa desenvolvida pela Embraco, maior fabricante mundial de compressores alternativos, que utiliza a tecnologia linear e também possui velocidade variável e por último, o item c) é o mais novo lançamento da Samsung, entrando para a corrida da refrigeração em pequena escala. Os três compressores são aplicáveis a meso-sistemas operando com HFC-134a e projetados para cobrir tanto aplicações LBP (*Low Back Pressure*), MBP (*Medium Back Pressure*) e HBP (*High Back Pressure*) com faixas de capacidade muito semelhantes.

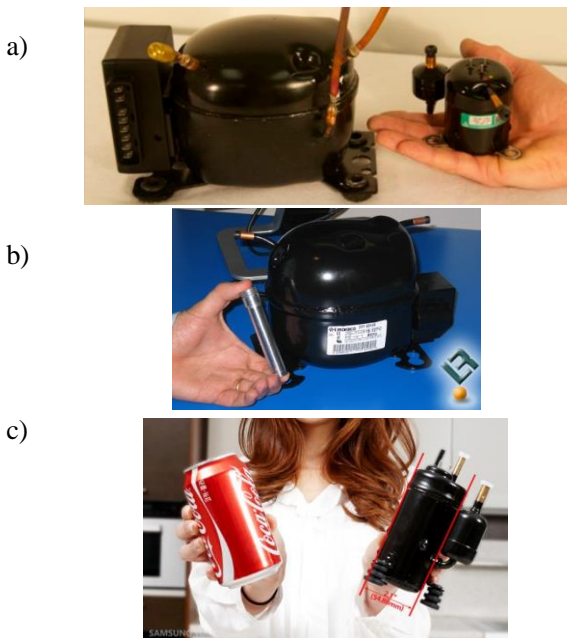


Figura 1.10: Meso compressores disponíveis no mercado. a) Compressor rotativo Aspen; b) compressor linear Embraco e c) compressor rotativo Samsung.

1.5 Tema do Trabalho - Dispositivo de expansão

De uma maneira geral, os dispositivos de expansão cumprem duas funções no sistema de refrigeração: i) gerar um diferencial de pressão entre os reservatórios térmicos, isto é, o condensador e o evaporador e ii) regular a vazão de massa fornecido ao evaporador. As duas atribuições devem estar casadas com o compressor a modo de manter o sistema estável e com bom desempenho.

Neste trabalho será feito um estudo experimental e numérico com foco na expansão de HFC-134a aplicados a meso-sistemas de refrigeração. A seguir os dois dispositivos de expansão abordados serão explicados com maiores detalhes, os tubos capilares e os dispositivos de expansão do tipo PWM (Pulse Width Modulation).

1.5.1 Tubos capilares

Os tubos capilares para aplicados em sistemas de refrigeração são fabricados normalmente em cobre ou alumínio, utilizando o processo de trefilação com tração através de uma matriz rígida que determina o diâmetro interno final da peça. Esse processo de fabricação permite uma grande variedade de diâmetros internos, tradicionalmente na faixa de 0,5mm a 2 mm e com tolerâncias dimensionais apertadas. O comprimento típico em sistema de refrigeração de pequeno e médio porte varia de 1 a 4 m (Stoecker e Jones, 1985).

Quando comparados a dispositivos de expansão variáveis, os tubos capilares apresentam baixo custo de fabricação e instalação, além de baixa susceptibilidade a vazamentos. Possuem risco de falha ou necessidade de manutenção muito baixos, se forem respeitadas condições mínimas como: afinidade química com o refrigerante, condições limite de operação e um certo cuidado relativo a partículas sólidas. Além disso os capilares permitem uma conexão entre o condensador e o evaporador durante os momentos em que o sistema está desligado, assegurando a equalização das pressões e, por sua vez, reduzindo o torque de partida do compressor (Ramgopal, 2012).

Em contrapartida, por não apresentarem partes móveis, os tubos capilares não permitem o ajuste da vazão mássica para variações nas condições de operação do sistema. Dentre essas variações pode-se destacar algumas situações muito comuns, como variação da carga térmica, oscilações na rotação do compressor ou variações na

temperatura ambiente. Sempre que o sistema operar fora das condições de projeto, observar-se-á uma redução na eficiência energética do ciclo. As condições de projeto, que determinam o ponto ótimo de operação, fundamentam-se em normas internacionais, que comumente fogem das condições de aplicação diárias em diferentes localidades.

O ponto de operação citado anteriormente é a condição de equilíbrio, em regime permanente, da vazão bombeada pelo compressor com a vazão admitida através do dispositivo de expansão. Quanto maior for a relação de compressão, observa-se tanto a redução do rendimento volumétrico do compressor quanto o incremento do gradiente de pressão entre a entrada e a saída do tubo capilar. Esse comportamento antagônico é ilustrado na Figura 1.11. A interseção das curvas de vazão para uma dada temperatura de evaporação e condensação é o chamado ponto de operação, ou de equilíbrio. Quaisquer variações nas pressões de evaporação ou condensação, para uma dada geometria de capilar, levam o sistema para uma condição instável, implicando na redução do COP do sistema.

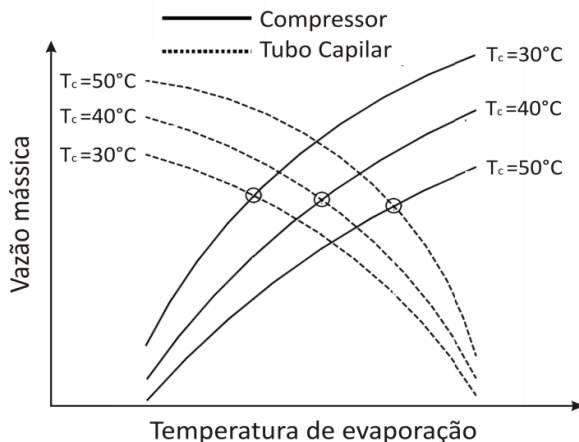


Figura 1.11 - Variação da vazão mássica através do compressor e do tubo capilar com as temperaturas de evaporação e condensação; adaptada de Ramgopal (2012)

Apesar da simplicidade física dos tubos capilares, o escoamento ao longo do seu comprimento é bastante complexo. Ao se comparar, por exemplo, a queda teórica de pressão ao longo de um tubo capilar

adiabático com a situação real o que se observa é uma região com presença de metaestabilidade, segundo Gonçalves (1994) e Cunha (2001). Tal fenômeno será descrito em maiores detalhes no próximo capítulo.

Quando a geometria do sistema permite, normalmente os tubos capilares tem contato com a tubulação de sucção retornando do evaporador. Tal configuração é chamada de trocador de calor interno e representa um aumento de capacidade de refrigeração aliada a segurança de evitar retorno de líquido ao compressor


1.5.1.1 Tubos Capilares e Meso-Sistemas

Os meso-sistemas de refrigeração operando tanto com o compressor Aspen e Samsung, quanto o Embraco, tem características operacionais muito semelhantes, isto porquê os compressores têm capacidades semelhantes e operam em condições equivalentes.

Um meso-compressor operando sob condição LBP, 35°C/-20°C, fornece em torno de 20W/30W de capacidade de refrigeração e uma vazão mássica de 0,3 kg/h a 0,5 kg/h, dependendo do sub-resfriamento. Tal aplicação iria requerer uma enorme restrição que não poderia ser alcançada por capilares convencionais a não ser que fossem extremamente longos. A Tabela 1.1 mostra um resumo dos resultados obtidos com o programa de simulação que será apresentado no capítulo 4. A linha “b” indica que seriam necessários capilares de até 150 m de comprimento caso fossem utilizados diâmetros convencionais. Com a redução do diâmetro interno, linha “a”, é possível alcançar restrições equivalentes e com apenas um metro de capilar e ainda assim atender as condições de operação.

Tabela 1.1: Comprimento de tubos capilares para diâmetros internos convencionais (b) e diâmetros especiais para meso-sistemas (a).

Comprimento [m]	Diâmetro Interno [mm]		
a) 1	0,4	0,3	0,2
b) 150	0,8	0,7	0,6



Alta ← → Baixa

Outra consequência da construção de meso-sistemas de refrigeração é que devido ao volume reduzido, não é conveniente a construção de um trocador interno de calor tipo linha de sucção-capilar, fazendo com que na maior parte das aplicações o capilar seja praticamente adiabático. Um exemplo do volume para um meso-sistema de refrigeração pode ser visto no elaborado pela Embraco em parceria com a Intel, ilustrados nas Figuras 1.12a e 1.12b. O protótipo consiste em uma base refrigerada para laptops que conta com o diferencial de ter um compressor integrado, baixando para em torno de 15°C a temperatura do ar antes de ser soprado ao computador.



Figura 12: Protótipo desenvolvido pela Embraco e Intel visando à aplicação de meso-sistemas para a refrigeração de laptops. a) um esquema dos componentes do sistema de refrigeração e em b) o protótipo.

Assim, apesar das vantagens apresentadas quanto a utilização de tubos capilares, a imprevisibilidade imposta pela metaestabilidade somada às limitações de se manter a operação do ciclo constantemente no ponto de equilíbrio e ainda o fato de invadirmos uma nova faixa de diâmetros internos para capilares torna o seu dimensionamento, bem como a modelagem do escoamento, desafios tecnologicamente pertinentes.

1.5.2 Válvula de Expansão Eletrônica

Trata-se de um dispositivo de expansão de abertura variável, disponível no mercado para aplicações de médio e grande porte. A vazão do fluido refrigerante através da válvula é modulada pelo

acionamento de um elemento de controle pilotado por um sinal externo, normalmente o grau de superaquecimento na saída do evaporador.

A válvula de expansão afeta fortemente o desempenho do sistema. Uma válvula de capacidade muito maior ou muito menor que a necessária pode facilitar a entrada de líquido no compressor ou gerar um superaquecimento excessivo na saída do evaporador (Stoecker e Jones, 1985). O controle adequado do grau de superaquecimento na saída do evaporador, especialmente em sistemas com compressores de velocidade variável, implica num controle preciso da capacidade de refrigeração e em uma maior eficiência energética (Choi e Kim, 2003).

Como visto, os compressores para a aplicação em meso-sistemas tem capacidade variável, no quando o compressor passa de um nível de capacidade para outro, o sistema fica “desequilibrado” enquanto o dispositivo de expansão não se ajustar a nova condição de trabalho. Outro ponto importante tem relação com a diversidade de aplicações que podem haver para meso-compressor, como no caso da roupa refrigerada para bombeiros, em que a temperatura ambiente seria atípica e sofreria flutuações enormes. Todos estes fatos reforçam a necessidade de o sistema ter capacidade variável e acoplado a ele um dispositivo de expansão também variável.

Válvulas de expansão eletrônicas para aplicações de pequeno porte ($\sim 100\text{ W}$) não são encontradas no mercado devido à necessidade de um diâmetro de orifício excessivamente reduzido para este tipo de aplicação (Ronzoni, 2011). Uma opção seria a utilização de uma válvula eletrônica tipo PWM (*Pulse Width Modulation*), utilizando o controle da modulação da largura do pulso, associada a um tubo capilar de maior diâmetro (Thiessen e Klein, 2007).

1.5.2.1 Dispositivo PWM

O sinal PWM (*Pulse Width Modulated*) consiste no controle da fração de tempo do período na qual a válvula permanecerá totalmente aberta, chamada neste trabalho de fração de abertura. Esse controle é implementado através de uma tensão pulsante em forma de onda quadrada, com um período, uma fração de abertura e dois níveis de tensão bem definidos (Pottker, 2007). O período é definido como o intervalo de tempo entre duas aberturas consecutivas. Por sua vez, a

fração de abertura é definida como a fração do período em que a válvula fica totalmente aberta, como ilustra a Figura 1.13.

Associado a válvula ainda deve haver um tubo capilar que gerará a expansão propriamente dita, além de funcionar como um elemento que tende atenuar as variações da vazão mássica fornecida pela válvula. Uma vantagem deste tipo de sistema consiste no fato do capilar não precisa ter diâmetros internos tão reduzidos para que as baixas vazões visadas sejam alcançadas, uma vez que a fração de abertura tem pode ser regulada para atingir tal regime (Ronzoni 2011).

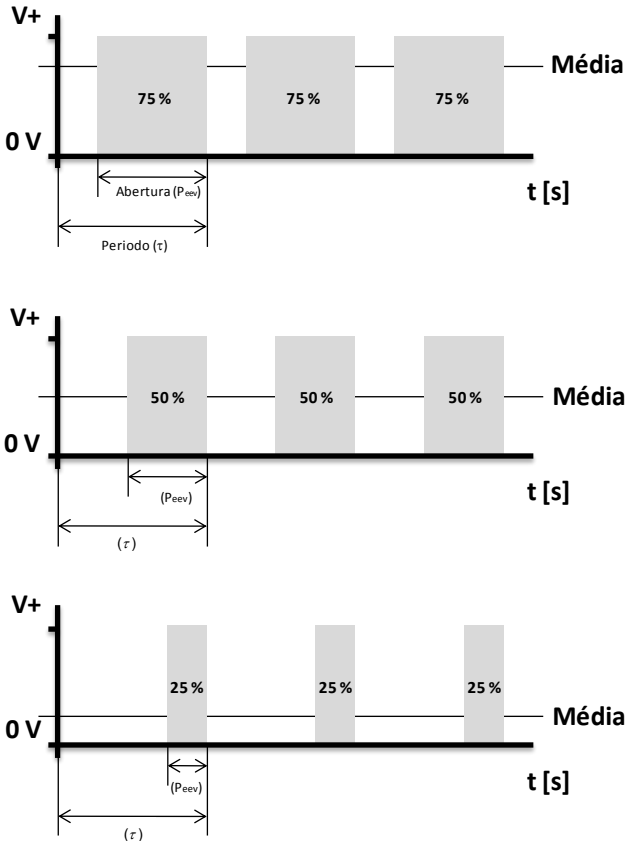


Figura 1.13 - Onda quadrada aplicada no controle da válvula PWM. (Ronzoni 2011).

Além da válvula e do capilar ainda existe uma câmara intermediária que une esses dois componentes. A câmara intermediária é a região que acopla os dois níveis de pressão e onde acontece uma série de fenômenos termodinâmicos e fluidodinâmicos que podem ter relação com a vazão final fornecida ao sistema de refrigeração.

Uma visão esquemática dos três componentes básicos deste tipo de dispositivo de expansão está ilustrado na Figura 1.14.

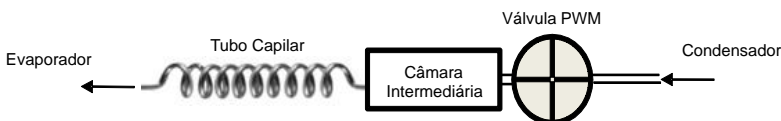


Figura 1.14: Tubo capilar pulsante. (Adaptação de Ronzoni 2010)

1.5.3 Dispositivo de Expansão vs. Carga de Fluido

Refrigerante

Quando pensa-se em capacidade de refrigeração e consumo de energia, cada um dos componentes do sistema tem seu papel, mas também a carga de fluido refrigerante utilizada. Segundo Gonçalves (2004) e Vjacheslav et al. (2001), para cada sistema de refrigeração existe sempre uma carga de fluido refrigerante ideal que maximiza o coeficiente de desempenho. Tal carga também é função das condições externas e das temperaturas dos compartimentos refrigerados. De acordo com Vjacheslav et al. (2001), num sistema de refrigeração com déficit de refrigerante (Figura 1.15a), o fluido não é totalmente condensado.

A expansão da mistura de líquido e vapor gera um decréscimo da temperatura de evaporação e um fluxo de massa insuficiente para alimentar adequadamente o evaporador, aumentando também o superaquecimento, ambos com impactos negativos sobre a capacidade de refrigeração. Com o aumento da carga de refrigerante, o fluido atinge a condição de líquido saturado na saída do condensador (Figura 1.15b).

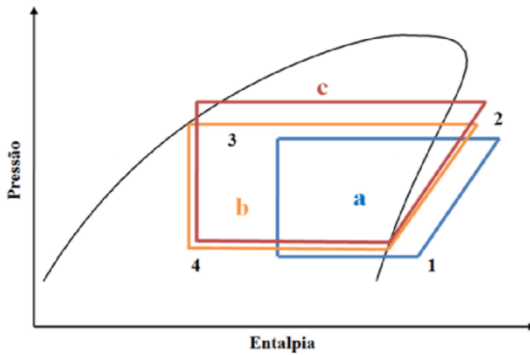


Figura 1.15 - Ciclo de refrigeração vs. carga de refrigerante (Adaptado de Vjacheslav et al., 2001)

Geralmente, nessa condição, a expansão gera uma temperatura de evaporação adequada. Contudo, essa condição é bastante instável, pois qualquer leve alteração na carga térmica pode provocar o aparecimento de escoamento bifásico na saída do condensador, degradando a capacidade de refrigeração. Com um pouco mais de carga, tal instabilidade é evitada às custas do aumento das pressões de evaporação e condensação, e consequentemente do aumento do trabalho de compressão e diminuição da capacidade de refrigeração (Figura 1.15c). A Figura 1.16 mostra a variação do coeficiente de desempenho em função da carga de refrigerante, com foco nos três casos descritos anteriormente.

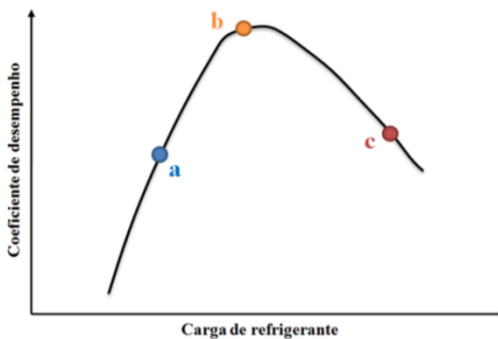


Figura 1.16 - Relação entre o coeficiente de desempenho e a carga de fluido refrigerante (Adaptado de Vjacheslav et al., 2001)

Boeng (2012) estudou a relação da carga de refrigerante para diferentes restrições de capilar aplicados a refrigeração doméstica. Ele mostrou que quando o sistema está subalimentado, o consumo de energia é prejudicado pela alta fração de funcionamento do compressor, necessária para compensar a baixa capacidade de refrigeração. Quando o sistema está sobrealimentado, a massa de líquido no condensador aumenta assim como também as pressões de condensação e evaporação, o que aumenta o trabalho de compressão, reduz a capacidade de refrigeração e consequentemente degrada o coeficiente de desempenho. Além disso, verificou-se a existência de uma ampla região de operação onde o consumo de energia é mínimo, região esta que engloba diversas combinações de tubo capilar e carga de refrigerante, Figura 1.17.

É de fácil compreensão que a indústria, de maneira geral, tende a dimensionar seus sistemas de refrigeração optando pela carga que tente a zerar, ou minimizar, o sub-resfriamento. Desta forma é possível atingir o nível de performance exigido e minimizar a carga de refrigerante. Tal estratégia favorece o surgimento de frações de vapor na entrada do dispositivo de expansão e a consequente redução da performance e capacidade de refrigeração.

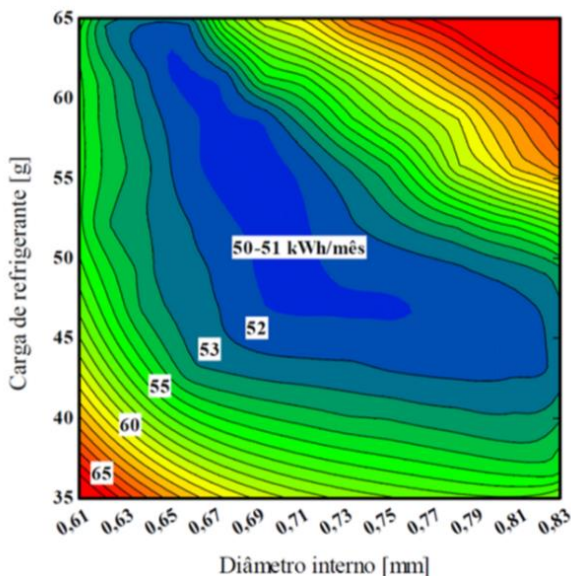


Figura 1.17 - Mapa de consumo em função da carga de refrigerante e do diâmetro interno do tubo capilar. (Boeng, 2012)

Boeng (2012) mostrou também um típico padrão de escoamento que atingia a entrada do tubo capilar quando a carga de refrigerante era insuficiente para a restrição do dispositivo de expansão, como pode ser visto na Figura 1.18. O escoamento era intermitente, passando de períodos em que somente líquido chegava ao capilar, padrão pistonado (*slug*) e ainda borbulhado (*bubble*).

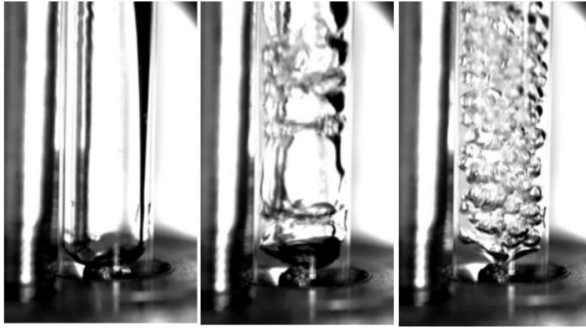


Figura 1.18 – Visualização do escoamento bifásico na entrada do tubo capilar operando com carga de refrigerante insuficiente.(Boeng, 2012).

Perante a importância e relevância prática que tem a consequência da ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão, parte deste trabalho tratará da investigação experimental da ingestão de vapor e a consequente influência sobre meso-sistemas de refrigeração.

1.6 Objetivos e Metodologia

O objetivo geral deste trabalho é estudar o processo de expansão de HFC-134a através de dispositivos de expansão fixos e variáveis aplicados a meso-sistemas de refrigeração. Diferentes condições de operação e fatores geométricos, tanto do capilar convencional quanto do capilar pulsante, serão avaliados de modo a cobrir toda a faixa de aplicação para meso-sistemas de refrigeração.

Assim, o trabalho foi conduzido em duas etapas, a primeira com foco no escoamento de HFC-134a através de capilares adiabáticos e a segunda que cobre a expansão de HFC-134a através de tubos capilares pulsantes. Cada uma das etapas constituídas de um conjunto de

experimentos e da elaboração de modelos matemáticos que possam representar as características intrínsecas a cada aplicação e auxiliar no projeto de meso-sistemas de refrigeração.

Em paralelo ao estudo da expansão do fluido refrigerant foram realizadas visualizações e estudos com relação a entrada de vapor no dispositivo de expansão, estreitando ainda mais a relação com a prática das indústrias atualmente.

Estrutura do Documento

O presente documento foi estruturado em 4 partes. A primeira constituída dos capítulos 1 e 2, nos quais o trabalho é contextualizado, os objetivos são descritos e a revisão bibliográfica a respeito do tema é corrida. A segunda etapa cobre a aplicação de capilares adiabáticos a meso-sistemas de refrigeração e é constituída pelos capítulos 3, 4 e 5, onde consecutivamente será apresentado o aparato e procedimento experimental, o modelamento matemático e a apresentação dos resultados obtidos. A terceira etapa é a respeito da aplicação de dispositivos tipo PWM a meso-sistemas de refrigeração e é formada pelos capítulos 6, 7 e 8, onde são apresentados sequencialmente os detalhes em torno do aparato experimental e procedimento, o modelamento matemático utilizado e finalizando com a apresentação dos resultados. A quarta e última parte deste trabalho é o capítulo 9, que traz as conclusões a respeito de toda a visão adquirida e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Tubos Capilares

Os primeiros trabalhos científicos com foco no dimensionamento de tubos capilares e seu dimensionamento datam do início do século XX. A relevância do dispositivo de expansão sobre o desempenho dos sistemas de refrigeração, associada à dificuldade de dimensionamento, deu início a investigações científicas mais detalhadas sobre tal escoamento.

Swart (1946) apresentou os cuidados necessários à utilização de tubos capilares não-adiabáticos em sistemas de refrigeração. Em adição, o autor propôs um procedimento semi-empírico, com base na equação de Darcy, para estimar o comprimento do tubo capilar para determinadas condições de operação. Swart (1946) constatou que a queda de pressão é linear no início do escoamento e se intensifica durante o processo de mudança de fase.

Staebler (1948) tabulou dados experimentais com o objetivo de auxiliar no dimensionamento de tubos capilares não-adiabáticos, utilizados em sistemas de refrigeração, que empregam os refrigerantes R-12 e R-22. O deslocamento volumétrico do compressor, a vazão mássica e a temperatura de condensação são as variáveis de entrada necessárias para utilização das tabelas. No entanto, o método apresenta limitações práticas uma vez que se aplica apenas a trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção com 1,2 m de comprimento.

Até meados de 1950, estudos a respeito de tubos capilares consistiam basicamente na análise do escoamento ao longo do

dispositivo de expansão e na geração de procedimentos básicos de projeto. Na época, havia muita discussão a respeito da metodologia a ser adotada para o dimensionamento de um tubo capilar.

Bolstad e Jordan (1948) testaram tubos capilares adiabáticos com R-12 em diferentes condições de operação empregando um aparato que permitia a medição das temperaturas e pressões ao longo do tubo capilar. Os autores concluíram que o escoamento é turbulento, que existe uma região líquida e outra bifásica, que a região bifásica é a principal responsável pela queda de pressão, que o escoamento é compressível e que o refrigerante pode atingir a velocidade do som na extremidade do tubo. Além da parte experimental, os autores propuseram um modelo algébrico baseado nas equações da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos.

Marcy (1949) propôs um método para determinar o comprimento de capilar necessário para uma dada queda de pressão e também mostrou como estimar a vazão mássica em função do comprimento e diâmetro interno. Marcy (1949) assumiu o escoamento como adiabático e integrou as equações primeiramente para a região líquida e depois para a região bifásica. A soma do comprimento da região líquida com o da região bifásica fornecia o comprimento total do tubo.

Prosek (1953) propôs um método gráfico para determinar o comprimento de tubos capilares adiabáticos em função do diâmetro interno, da temperatura de condensação e da vazão mássica. No entanto, o trabalho experimental baseou-se em testes realizados com ar escoando através do tubo capilar, o que restringiu consideravelmente o seu uso, pois aspectos relacionados com a mudança de fase do refrigerante foram desconsiderados.

Whitesel (1957) investigou o escoamento de R-12 através de tubos capilares adiabáticos tanto teórica como experimentalmente. O autor propôs um modelo algébrico para o cálculo da vazão mássica em função de condições geométricas e de operação. Apesar de ter varrido uma ampla faixa de aplicações, obteve dados do refrigerante apenas com líquido saturado na entrada do tubo capilar, o que impediu que o modelo captasse o efeito do grau de sub-resfriamento.

Cooper et al. (1957) geraram um amplo banco de dados experimentais para o escoamento em tubos capilares adiabáticos operando com R-22. Os autores também desenvolveram um modelo para o cálculo do comprimento da região bifásica com base na integração analítica da equação da conservação da quantidade de

movimento, utilizando um o número de Reynolds médio para estimar o fator de atrito. Durante seus experimentos, verificaram que os valores calculados para o comprimento eram sempre menores que os reais. Os autores também investigaram o escoamento com auxílio de um tubo capilar de vidro, constatando que a posição da região de mudança de fase oscilava consideravelmente, localizando-se sempre após o ponto previsto teoricamente. Em outras palavras, o fluido permanecia no estado líquido após a condição de saturação ter sido atingida, o que caracteriza um escoamento metaestável. A mesma conclusão foi posteriormente corroborada por Mikol e Dudley (1964).

Ungar et al. (1960) investigaram experimentalmente o escoamento de R-12 em tubos capilares, com o refrigerante tanto no estado de líquido saturado como sub-resfriado na entrada do tubo. Analisaram também a influência causada tanto pelo enrolamento do tubo capilar como pela presença de óleo, concluindo que o enrolamento era responsável por reduções de até 16% na vazão mássica, enquanto o óleo elevava a vazão em até 8%.

Mikol (1963) notou que trabalhos anteriores, incluindo Marcy (1949), Bolstad e Jordan (1948), Cooper et al. (1957) e Whitesel (1957), utilizavam correlações diferentes para o fator de atrito no interior do tubo capilar. Para solucionar essa questão ele realizou um cuidadoso trabalho experimental para avaliar a perda de carga em tubos capilares. Mikol concluiu que os fatores que mais geraram erros nesse tipo de estudo são as medições do diâmetro interno do tubo capilar e da vazão mássica.

Mikol e Dudley (1964) desenvolveram um aparato experimental que permitiu a visualização do escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares adiabáticos. Ao comparar os escoamentos em tubos capilares de vidro e de cobre, os autores observaram diferenças significativas na vazão mássica. Concluíram que o tipo de material empregado na confecção do tubo capilar afeta o escoamento, de modo que os tubos de cobre não podem ser considerados lisos. A análise dos dados experimentais identificou a correlação de Moody (1944) como a mais adequada para estimar o fator de atrito.

A ASTM (American Society for Testing Materials) publicou, em 1976, uma norma técnica estabelecendo regras para a fabricação de tubos capilares de cobre para aplicações de refrigeração. Os principais requisitos estabelecidos contemplavam a composição do cobre, as características do processo, o procedimento para amostragem, testes de rejeição de lote e cuidados para embalagem e transporte. Um aspecto importante da norma foi o estabelecimento de limites para a variação

máxima dos diâmetros interno ($\pm 0,025$ mm) e externo ($\pm 0,051$ mm) do tubo capilar.

Scott (1976) comparou as principais correlações utilizadas para o fator de atrito bifásico com os dados de Mikol. A Figura 2.1 ilustra o resultado obtido.

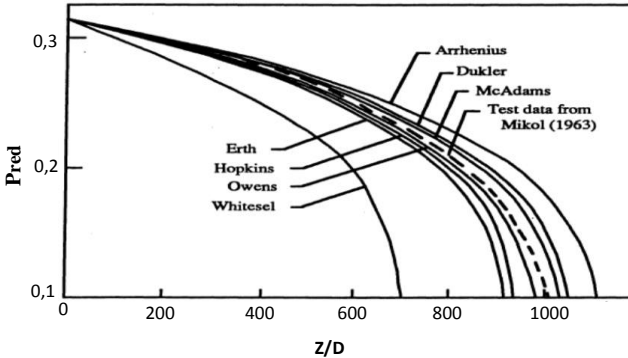


Figura 2.1 – Comparação entre as principais correlações para o fator de atrito. (Scott, 1976).

Outra frente paralela de pesquisa consistia na determinação dos diferentes regimes de escoamento na região bifásica. Através de vários experimentos constatou-se a presença da região de metaestabilidade no escoamento.

A Figura 2.2 mostra um escoamento típico de refrigerante através de um tubo capilar adiabático com líquido sub-resfriado na entrada. Primeiramente o fluido refrigerante deixa o condensador e entra no tubo capilar em I, onde uma pequena perda de carga localizada leva a pressão de P_c para P_l . Ao longo do primeiro trecho (I-S) o escoamento tem a pressão reduzida linearmente devido a efeitos viscosos. Neste trecho a pressão de saturação, P_{se} , permanece constante. No ponto S, teoricamente, o líquido deveria começar a evaporar, no entanto, o que se observa experimentalmente é a presença de uma região de metaestabilidade (S-E), onde a pressão do fluido passa a ser inferior que a pressão de saturação sem que haja mudança de fase. O ponto V, onde a evaporação inicia, recebe o nome de *Flash Point*. Do ponto E em diante as pressões do fluido e de saturação passam a ter o mesmo valor e a cair com gradientes cada vez mais elevados. Este comportamento da queda de pressão na região bifásica, resultado da combinação dos efeitos viscosos, com efeitos da aceleração do refrigerante.

Normalmente, na saída do tubo capilar (F) a pressão é a pressão crítica, P_{crit} , e o escoamento encontra-se bloqueado. Do ponto F em diante o refrigerante sofre uma expansão até atingir a pressão de evaporação, P_e .

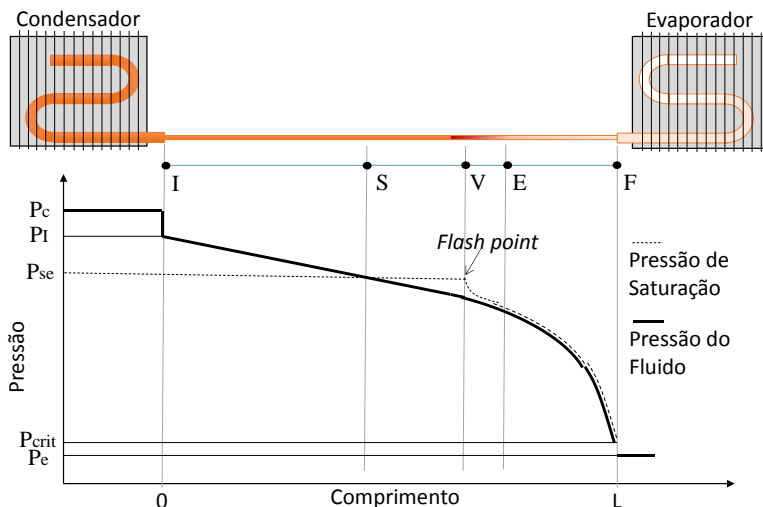


Figura 2.2 – Esquema de um escoamento típico no interior de tubos capilares.

Cooper et al. (1957) estudaram com mais detalhes a região de metaestabilidade. Eles observaram que nessa região o escoamento é caracterizado por uma névoa sem a observação de bolhas. Eles ainda concluíram que o comprimento da região metaestável aumenta com a redução do diâmetro, com o aumento do comprimento do tubo, do sub-resfriamento e da pressão de entrada.

Melo et al. (1999), realizaram uma investigação experimental detalhada em tubos capilares adiabáticos. Eles analisaram o efeito do comprimento, diâmetro, sub-resfriamento, pressão de condensação e tipo de refrigerante (CFC-12, HFC-134a e HC-600a) sobre a vazão mássica. Foi constatado que o diâmetro interno da tubulação é o parâmetro que mais afeta a vazão mássica e que, portanto esse é o parâmetro que deve ser medido com mais cuidado.

Hermes et al. (2008), desenvolveram um modelo simplificado para prever a vazão mássica de refrigerante através de tubos capilares não-adiabáticos. O modelo foi capaz de prever 91,5% dos pontos

experimentais da vazão mássica em tubos capilares adiabáticos e 79,3% em não-adiabáticos com uma banda de erro de $\pm 10\%$.

2.2 Válvulas de Expansão Eletrônicas

Aprea (2002), comparou o desempenho energético de um sistema de refrigeração operando com uma válvula de expansão termostática (TEV) e com uma válvula eletrônica (EEV). Dois fluidos refrigerantes foram utilizados, o R-22 e o R-407c. Os resultados obtidos indicaram uma melhora no desempenho do sistema utilizando a válvula eletrônica. A EEV também manteve o superaquecimento mais estável que a TEV.

Marcinichen et al, (2006), compararam o desempenho de um refrigerador doméstico equipado com um dispositivo de expansão eletrônico em relação ao modelo padrão, utilizando tubo capilar. Testes de tempo de *pull-down* e de consumo de energia foram realizados. Os resultados mostraram que o sistema operando com a EEV apresentaram um menor consumo de energia apenas quando a carga térmica era elevada e a capacidade de refrigeração era baixa. Para uma ampla faixa de teste os tempos de *pull-down* obtidos com os dois dispositivos de expansão se mostraram dentro de uma diferença de $\pm 3\%$.

Zhang et al, (2006), realizaram um trabalho experimental com EEVs em diferentes aberturas. Eles concluíram que a área de passagem da EEV é o parâmetro que mais afeta a vazão mássica. O estudo também mostrou a relação entre a pressão de condensação, evaporação, sub-resfriamento e a vazão mássica de refrigerante. Zhang (2006) observou também o aparecimento do regime de escoamento bloqueado para uma área mínima de passagem.

Pottker, (2007) estudou o efeito combinado da rotação do compressor, abertura do dispositivo de expansão e de carga da refrigerante sobre a performance de um sistema de refrigeração, visando a identificação de regiões de máximo COP. Ele concluiu que sistemas com compressores de capacidade variável (VCC) e EEV são mais eficientes, pois operam com máximo COP e fornecem uma capacidade de refrigeração equivalente à carga térmica. Sistemas operando com compressor de velocidade fixa e EEV são capazes de operar num ponto ótimo, no entanto não são capazes de acompanhar a variação da carga térmica. Já sistemas VCC com dispositivo de expansão de abertura fixa conseguem gerar capacidades de refrigeração próximas a carga térmica,

mas não opera com máximo COP. A Figura 2.3, apresenta resultados obtidos por Pottker, comparando o COP com a abertura da EEV com diferentes rotações.

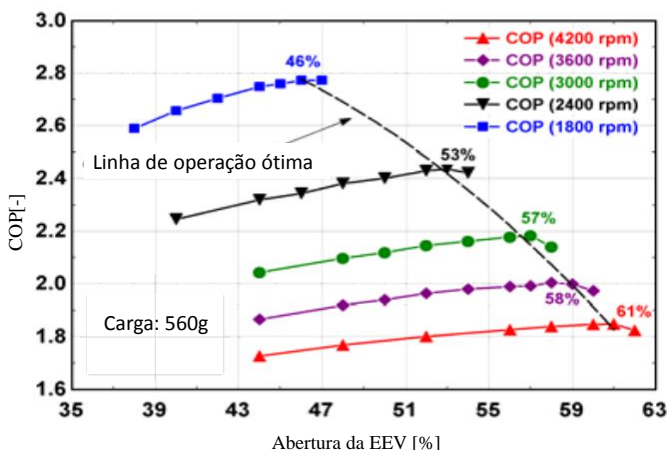


Figura 2.3 – COP x Abertura da EEV. (Pottker, 2007).

Liu et al., (2008), desenvolveram um modelo para investigar as características do escoamento bloqueado em EEVs. Os resultados foram comparados com valores experimentais obtidos por Zhang et al. (2006), quando se observou erros em uma faixa de -5% a 6%.

Ekren et al. (2010), estudaram os efeitos de diferentes métodos de controle do par EEV/VCC aplicados a um chiller. Dois procedimentos de controle foram utilizados na EEV e no VCC. Três algoritmos foram testados, um controlador PID, um utilizando lógica fuzzy e o terceiro utilizando redes neurais. O controle utilizando redes neurais, além de manter o superaquecimento estabilizado, mostrou uma redução no consumo energético 8,1% e 6,6% respectivamente em relação às lógicas PID e fuzzy.

Ronzoni et al. (2011), montaram um aparato experimental para investigar a vazão de refrigerante através de uma válvula PWM associada em série com um tubo capilar. Eles verificaram que a abertura da válvula possui um efeito dominante, seguido pelo diâmetro da válvula e pela pressão de entrada. Eles também desenvolveram um modelo semi-empírico que previu 70% dos dados experimentais da vazão mássica com uma banda de $\pm 10\%$ e 90% das pressões intermediárias com $\pm 15\%$.

PARTE I : CAPILARES ADIABÁTICOS

3 TRABALHO EXPERIMENTAL

Introdução

Para o estudo experimental da expansão de HFC-134a através de capilares adiabáticos aplicados a meso-sistemas de refrigeração foi projetado e construído um aparato experimental capaz de aferir e controlar todas as variáveis de interesse para o projeto. Os elementos do subsistema de refrigeração foram selecionados para conferir ao aparato um volume reduzido, caracterizando a aplicação usual de meso-sistemas.

As variáveis operacionais (pressão de condensação e grau de sub-resfriamento) e geométricas (diâmetro interno e comprimento do tubo capilar) foram variadas dentro da faixa de aplicação de micro-compressores, tanto para LBP (low back pressure), MBP (medium back pressure) e HBP (high back pressure). O planejamento dos experimentos foi feito com base na teoria estatística de Projeto Fatorial com o objetivo de reduzir o número de ensaios realizados para a avaliação dos principais efeitos e suas combinações sobre a variável de interesse, a vazão mássica.

3.1 Aparato Experimental

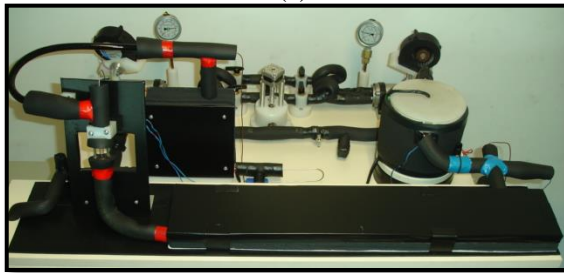
A bancada de testes é constituída basicamente por quatro conjuntos: i) o subsistema de refrigeração, responsável por ajustar as condições operacionais desejadas e manter em regime estável independente da geometria do dispositivo de expansão, ii) uma seção de

testes formada por um tubo capilar esticado e isolado termicamente do meio ambiente, tomadas de pressão e temperatura em sua entrada e saída, possibilitando a leitura das pressões de condensação (entrada) e evaporação (saída), temperatura de evaporação e sub-resfriamento, iii) um *hardware* para aquisição e geração de sinais associado a um computador para a leitura e controle de variáveis e iv) um quadro de proteção e comandos elétricos.

Componentes especiais, como o banho térmico utilizado no evaporador, o pré-aquecedor na entrada do dispositivo de expansão, o visor de líquido e o motor de passo acoplado à válvula agulha na sucção dos compressores foram projetados e construídos exclusivamente para esta aplicação devido a inexistência de componentes adequados para tais aplicações no mercado. Imagens da bancada experimental podem ser vistas nas Figuras 3.1a e 3.1b.



(a)



(b)

Figura 3.1- Aparato experimental para o estudo da expansão de R134a em micro capilares adiabáticos.

3.1.1 Subsistema de Refrigeração e Seção de Testes

Os elementos do subsistema de refrigeração e da seção de testes são ilustrados no esquema da Figura 3.2. A figura representa a disposição entre os componentes no aparato experimental.

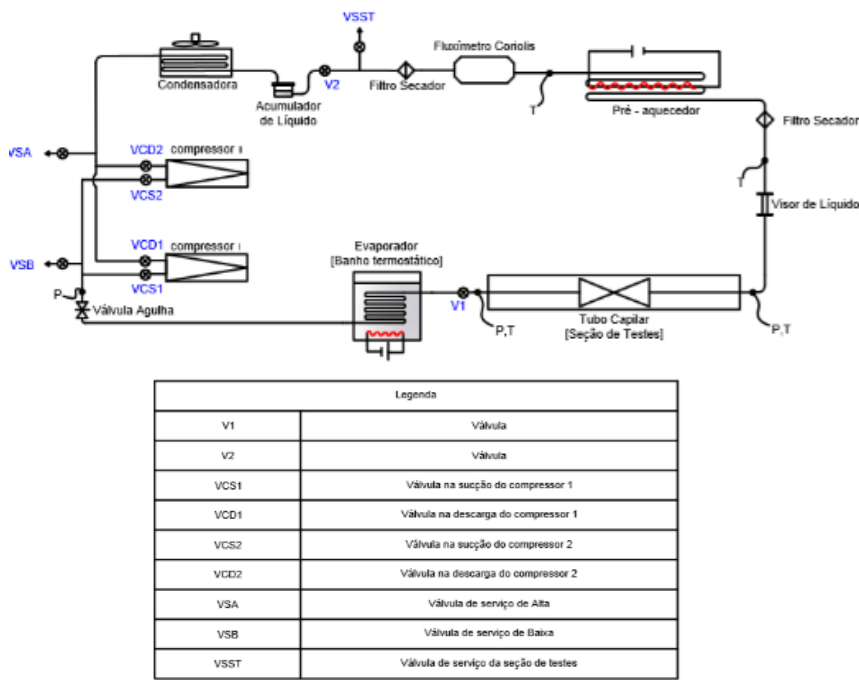


Figura 3.2 – Esquema do aparato experimental.

O Subsistema de Refrigeração é responsável por manter as condições de contorno relevantes para o estudo controladas em relação a entrada e saída da seção de testes. O subsistema é formado por um evaporador submerso em banho termostático, dois compressores, um condensador forçado por dois ventiladores, um acumulador de líquido (tanque de líquido), um pré-aquecedor e um fluxímetro de massa. A seção de testes corresponde ao conjunto de elementos de medição instalados a montante e jusante do dispositivo de expansão tipo tubo capilar. Além disso, em determinados estudos a seção de testes é

equipada com um visualizador de líquido. Uma descrição mais detalhada é fornecida a seguir.

Dois microcompressores Embraco de acionamento linear e operando sem óleo são os responsáveis pelo bombeamento de R134a pelo sistema. Os compressores estão instalados em paralelo e podem ser acionados tanto individualmente quanto simultaneamente para garantir vazões mássicas suficientes para varrer todo o envelope de testes. Por recomendação do fornecedor, cada compressor deve ser acompanhado de um ventilador para resfriar a carcaça dos compressores. Para tanto, foi utilizado um ventilador radial Ebmpaspst RL65 para cada compressor.

Na Figura 3.3 a seguir o compressor e ventilador podem ser vistos em detalhes.



Figura 3.3 - Microcompressor Linear e ventilador.

Após a compressão, o fluido refrigerante segue ao condensador, onde deve rejeitar calor para o ambiente, passando da fase de vapor superaquecido para a de líquido sub-resfriado.

Um trocador de calor tipo arame sobre tubo em caracol é utilizado devido a sua elevada relação entre capacidade de troca e volume ocupado, portanto, é um trocador compacto, apropriado para sistemas de menor volume. Dois ventiladores axiais são posicionados no topo e na base do condensador e têm suas rotações controladas por um

PID, promovendo assim a troca de calor necessária e o consequente controle da pressão de condensação.

A Figura 3.4a, mostra o trocador pode ser visto antes da instalação e a Figura 3.4b mostra o trocador envolvido por isolamento térmico e já com os ventiladores acoplados.

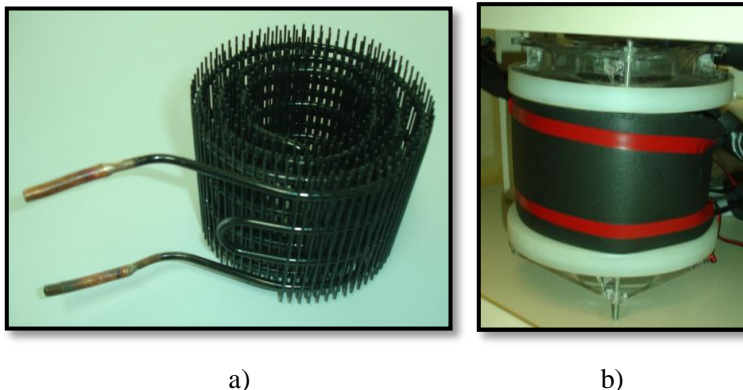


Figura 3.4 – Trocador de calor utilizado como condensador antes da instalação (a) e depois de instalado na bancada (b).

Na saída do condensador o tubo segue para um acumulador de líquido (tanque de líquido) que tem a função de garantir o fornecimento de fluido refrigerante na fase líquida para os componentes a sua jusante, independente da condição de operação e transientes.

Logo em sequência está instalado o transdutor de vazão mássica tipo coriolis, que pode ser visto na Figura 3.5. O transdutor foi calibrado para medir vazões da ordem de 0 a 6 kg/h com uma incerteza de medição máxima de $\pm 0,01$ kg/h.

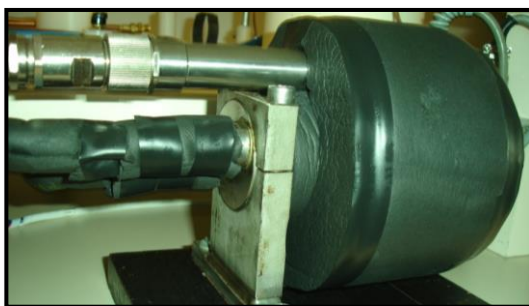


Figura 3.5 – Transdutor de vazão mássica.

Alguns autores, como Gonçalves (2004), utilizam o fluxímetro aplicado a linha de descarga do compressor. De acordo com as recomendações do fabricante, para o correto funcionamento do equipamento ele precisa trabalhar com escoamento monofásico, ou seja, apenas vapor superaquecido ou líquido sub-resfriado.

Em uma etapa prévia ao estudo, dois transdutores de vazão mássica do mesmo modelo foram instalados simultaneamente na linha de líquido e vapor do sistema. O resultado obtido mostrou que para vazões elevadas a posição do transdutor não leva a diferenças consideráveis, já para vazões na ordem de 0,3 kg/h a até 0,8 kg/h o sinal medido na linha de descarga apresentava oscilações que chegavam a mais de 50% do valor médio observado, como pode ser visto na Figura 3.6, a seguir.

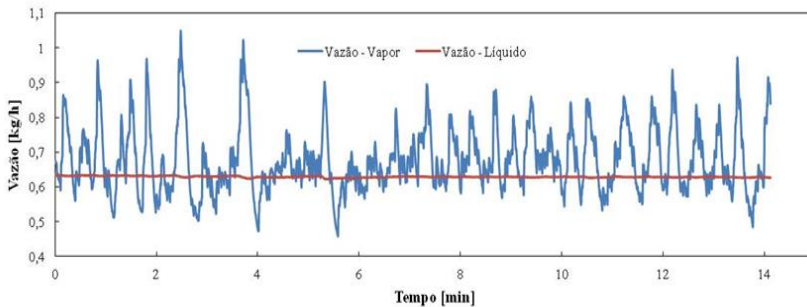


Figura 3.6 - Comparação entre o sinal de vazão medido simultaneamente na linha de líquido e de descarga.

Na segunda etapa deste trabalho, ao estudar o escoamento em tubos capilares pulsantes, o fluxímetro não pode ser instalado na seção de líquido e como será apresentado mais a frente, a solução para a redução da dispersão na vazão mássica é a aplicação de um *damper* na entrada do fluxímetro.

O condensador e transdutor de vazão mássica foram montados na parte inferior da seção de testes, como mostra a Figura 3.7.



Figura 3.7 – Detalhe do aparato experimental. Compartimento inferior para o posicionamento do condensador e fluxímetro.

O líquido sai do fluxímetro com um elevado grau de sub-resfriamento e passa por um pré-aquecedor com coeficiente global de transferência de calor (UA) previamente determinado de $0,17 \pm 0,02$ W/°C, que pode ser visto na Figura 3.8. O procedimento para a determinação do coeficiente global de transferência de calor pode ser visto em detalhe no Apêndice B.b.

O pré-aquecedor permite que a condição na entrada do dispositivo de expansão seja controlada devido a injeção de calor através de uma resistência elétrica. Dessa forma e com o controle adequado, o grau de sub-resfriamento e o título na entrada do dispositivo de expansão podem ser ajustados.

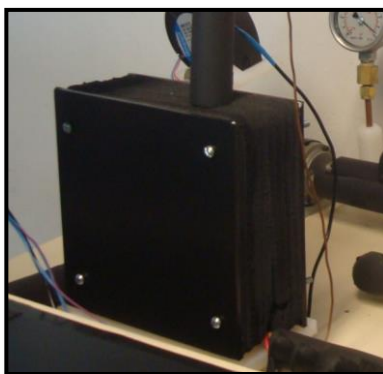


Figura 3.8 – Pré-aquecedor.

Para os testes envolvendo escoamento bifásico é utilizado um visor de líquido em tubo de vidro, com o diâmetro interno de 4 mm, aproximadamente o diâmetro interno da tubulação de 1/4 ", como pode ser visto na Figura 3.9. O tubo é mantido fixo por duas flanges e duas hastes de latão. A vedação é obtida com o uso de dois o'ring's de topo feitos de silicone, material adequado para a aplicação de HFC-134a sem óleo.

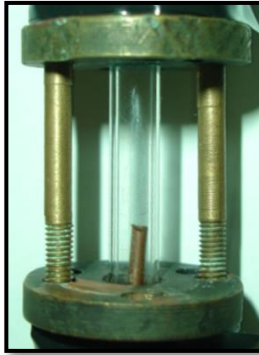


Figura 3.9 – Visor de Líquido.

A seção de testes é formada por um capilar de cobre, duas camadas de espuma isolante de alta densidade com 15 mm de espessura cada, formando um sanduiche de 60 mm., Figura 3.10.

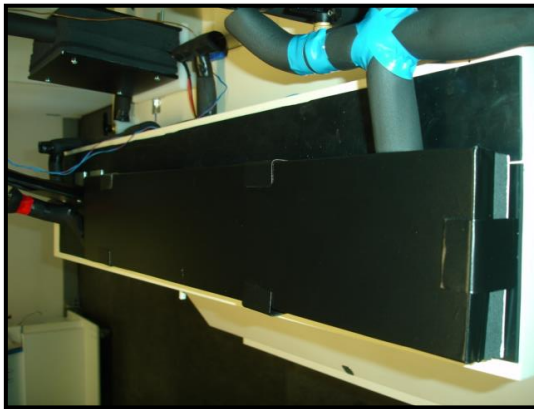


Figura 3.10 – Seção de testes com capilar isolado termicamente.

A seção de testes fica em uma plataforma elevada em relação ao restante da bancada, o que facilita a operação de troca de componentes durante os testes.

Na entrada e saída do dispositivo de expansão são medidas as temperaturas com um termopar de imersão tipo T, da Omega, com incerteza de medição de $\pm 0,1$ °C. As pressões de alta e baixa foram monitoradas com transdutores HBM de 20 e 10 bar e respectivas incertezas de $\pm 0,07$ bar e $\pm 0,05$ bar. Os pares de transdutores podem ser vistos na Figura 3.11, a seguir.

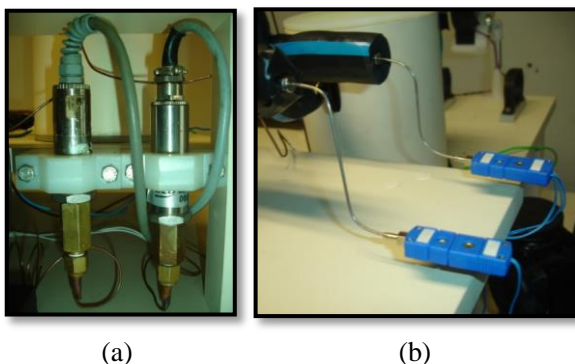


Figura 3.11 – (a) transdutores de pressão e (b) termopares de imersão.

O controle da temperatura de evaporação é feito através de um banho termostático projetado e construído para esta aplicação, como mostra a Figura 3.12. Logo após sair do dispositivo de expansão o fluido refrigerante a baixa pressão e temperatura passam por um trecho de tubulação submerso em um banho com água e etileno glicol. Uma resistência acionada por um controlador PID fornece calor ao banho e consequentemente altera a temperatura de evaporação.

Após o evaporador e logo antes da bifurcação entre a sucção dos micro-compressores está instalada uma válvula agulha acoplada a um motor de passo, como pode ser vista na Figura 3.13, que proporciona a sua abertura e fechamento através de comandos via computador.



Figura 3.12 – Evaporador. Banho termostático.

O função desta válvula é permitir a redução da pressão de sucção do compressor em relação a pressão de evaporação, com a finalidade de reduzir a vazão fornecida pelo compressor. Este controle permite acoplar a vazão entre o dispositivo de expansão e os compressores em casos onde o fluxo de massa através do capilar adiabático seja maior do que a vazão bombeada pelo compressor, possibilitando o regime permanente.



Figura 3.13 – Motor de passo acoplado a válvula agulha na sucção dos compressores.

A caracterização geométrica dos tubos capilares foi realizada através de um procedimento interno desenvolvido no POLO/UFSC e será descrita no APÊNDICE A.

As incertezas de medição máximas foram estimadas em $\pm 0,003\text{mm}$ para o diâmetro interno e em $\pm 0,2\text{ mm}$ para o comprimento do tubo capilar. A Tabela 3.1 mostra uma comparação entre os valores nominais e medidos do diâmetro interno, mostrando diferenças de até 14%.

Tabela 3.1 – Comparação entre os diâmetros internos nominais e reais dos tubos capilares.

Diâmetro Nominal [mm]	Diâmetro Real [mm]	Diferença [%]
0,20	0,233	14
0,30	0,263	-14
0,40	0,384	-4
0,50	0,448	-12
0,60	0,531	-13

3.1.2 Aquisição e Geração de Sinais

O aparato experimental requer controle dos atuadores e monitoramento das variáveis pressão e temperatura. Um chassi de aquisição e geração de sinais da *National Instruments* NISC XI-1001 comportou os módulos necessários para leitura e controle das variáveis de interesse. Foram utilizados dois módulos NISX XI-1112 para a aquisição das leituras de temperatura, um módulo NISX XI-1303 para a aquisição de sinais de tensão, um módulo NISX XI-1324 com chaves SPDT e um módulo NISX XI-1325 para a geração de sinais de tensão. O Chassi e seus módulos podem ser visto na Figura 3.14.



Figura 3.14 - Chassi de aquisição e geração de sinais NI

3.1.3 Quadro Elétrico

O acionamento de potência, proteção e controle de alguns atuadores é feito pelo quadro elétrico da bancada, Figura 3.15. O esquema elétrico correspondente é apresentado no Anexo 1.



Figura 3.15 – Quadro elétrico.

3.2 Líquido Sub-resfriado na Entrada do Dispositivo de Expansão

3.2.1 Procedimento Operacional

O sistema de refrigeração é extremamente sensível a impurezas, tanto resíduos sólidos, como líquidos, devem ser eliminados do sistema antes da carga de gás.

Especialmente para sistemas operando com microcompressores, os cuidados com a “asepsia” do sistema deve ser redobrada devido as mínimas folgas existentes nesses tipos de compressores.

Neste aparato optou-se por evitar ao máximo uniões brazadas, a fim de evitar a formação de partículas sólidas decorrentes do processo. Essas uniões foram feitas com conexões SwageLok. Os inevitáveis pontos brazados foram realizados com pressão positiva de nitrogênio, reduzindo consideravelmente a formação de resíduos, Figura 3.16.

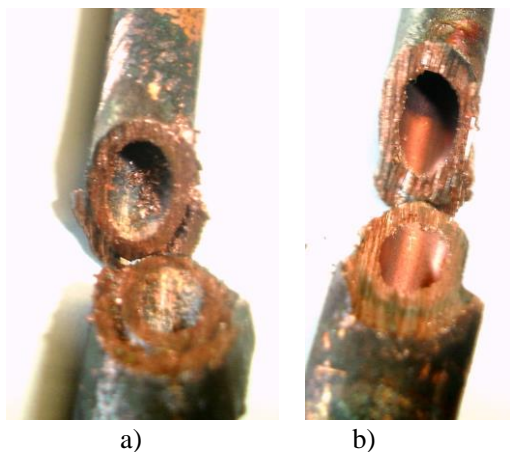


Figura 3.16 - Comparação entre brazagem convencional (a) e com pressão positiva de nitrogênio (b).

Antes da realização da carga de gás no sistema, todo o conjunto é submetido a uma limpeza com o solvente R-141b, apropriado para sistema de refrigeração. Em seguida, o sistema é carregado com nitrogênio até a pressão de 10 bar. Por meio do monitoramento da pressão interna em diferentes pontos do sistema e com o auxílio de sabão líquido e um pincel os vazamentos remanescentes são

identificados e eliminados. Com a bancada estanque é realizado o vácuo (ou desidratação) do sistema pelas válvulas de serviço VSA e VSB.

Para iniciar os testes deve-se ajustar a temperatura da sala para 22 °C, ligar o sistema de aquisição, desbloquear o quadro elétrico, ligar a chave geral, que já alimenta os transdutores de pressão, em seguida a chave seletora do transdutor de fluxo de massa, a chave seletora das resistências, a chave seletora dos ventiladores, a chave seletora dos PIDs e só então a chave seletora dos compressores.

Na interface gráfica com lógica em Labview, é setada a temperatura de condensação e o sub-resfriamento requeridos para o teste. Dependendo da geometria do capilar testada pode ser necessário ainda o ajuste da válvula agulha na sucção dos compressores para que o sistema possa entrar em regime permanente. O banho termostático em que fica submerso o evaporador mantém a temperatura de evaporação baixa o suficiente para não ultrapassar a pressão de bloqueio do sistema.

Como a seção de testes sofre alterações com relativa frequência, as válvulas V1 e V2 são utilizadas para serviços. Logo antes de uma alteração de capilar a válvula V2 é fechada com o sistema ainda em funcionamento, fazendo assim com que o fluido refrigerante seja recolhido. Quando a pressão na linha de baixa se aproxima de 1 bar a válvula V1 é fechada e os compressores desligados. Com o serviço terminado o vácuo é realizado pela VSST e em seguida são abertas as válvulas V1 e V2.

3.2.2 Identificação do Regime Permanente

Para identificar quando a bancada está operando em regime permanente foi necessário empregar um procedimento estatístico com foco nas principais variáveis operacionais.

Os sinais adquiridos eram continuamente monitorados e a cada conjunto de pontos acumulados no ultimo intervalo de 10 minutos era feita a avaliação do regime. Tal critério foi adotado para que as amostras possuísem um número estatisticamente significativo de leituras, sendo capazes de representar o valor médio instantâneo da variável (Doebelin, 1995; Moffat, 1988).

Considerava-se que o teste estava em regime permanente quando as seguintes condições eram atendidas para todas as variáveis no mesmo intervalo de tempo:

$$DP_a \leq DP_{max} \quad (3.1)$$

$$|y_t - y_0| \leq 3DP_a \quad (3.2)$$

onde DP_a representa o desvio padrão da amostra, DP_{max} o desvio padrão máximo aceitável e y_0 e y_t são, respectivamente, os valores da variável no início e no final do intervalo, calculados a partir de um ajuste linear em função do tempo. A Figura 3.17 descreve graficamente o critério empregado, onde a inclinação da função $y(t)$ foi intencionalmente exagerada para facilitar a visualização de $|y_t - y_0|$. Os valores máximos aceitáveis foram obtidos com base nas incertezas de medição de cada variável, como mostra a Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Parâmetros do Regime Permanente.

Grandeza	DPmáx.
Temperatura [°C]	0,7
Pressão [bar]	0,07
Vazão Mássica [kg/s]	0,01

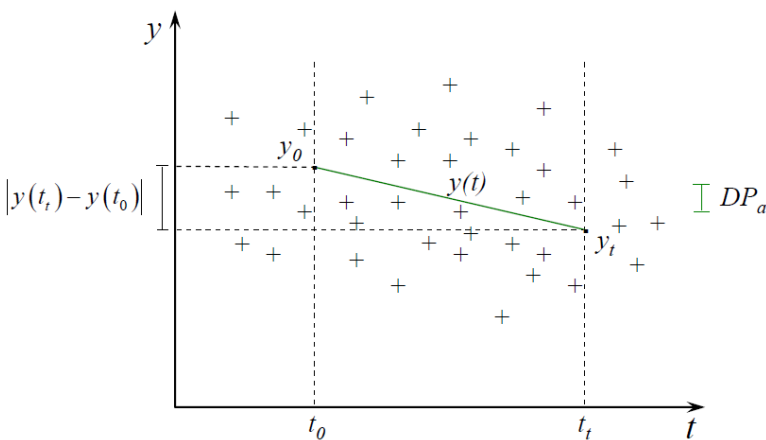


Figura 3.17 - Representação gráfica do critério de regime permanente.
(Adaptado de Da Silva, 2008)

3.2.3 Planejamento dos Experimentos

O sistema de refrigeração é um tanto quanto complexo e seu dimensionamento envolve a adequação multi-variável a fim de atender uma capacidade de refrigeração e cobrir as normas energéticas locais.

O dispositivo de expansão desempenha um papel chave neste projeto, pois é o elemento responsável pelo acoplamento e balaço do sistema como um todo. Para entender os efeitos de todas as variáveis envolvidas, o estudo pode acabar se tornando extenso e exaustivo. Com a finalidade de reduzir o número de experimentos e refinar a análise, optou-se por realizar este trabalho de acordo com a métrica de Projeto Fatorial (Box. et al 1978).

O projeto fatorial, ou design dos experimentos (DOE na sigla em inglês), tem duas finalidades básicas: 1) reduzir o número de experimentos e 2) entender a estrutura de relacionamento entre as variáveis, ou seja, a relação combinada entre elas. De acordo com tal técnica, os fatores (variáveis) são definidos em diferentes níveis e é feito a análise de seus efeitos singulares e combinados em relação a uma variável resposta. Por exemplo, o sub-resfriamento é um fator relevante para o projeto e que pode influenciar sobre a vazão mássica. Neste estudo ele será testado em dois níveis, 5 °C e 10 °C.

3.2.3.1 Projeto Fatorial

Para elaborar um projeto fatorial, seleciona-se primeiramente um número fixo de níveis para cada fator. Em seguida, monta-se a matriz de projeto com todas as combinações possíveis e, na sequência, obtém-se experimentalmente a variável resposta associada com cada uma das condições (Box *et al.*, 1978).

Os dados são analisados através do cálculo dos efeitos, que representam a influência das variáveis independentes sobre a variável resposta quando um nível é modificado do valor inferior para o superior. Existem efeitos principais, associados com uma única variável independente, e efeitos combinados, que surgem quando o efeito de uma determinada variável também depende do nível no qual se encontram as demais.

3.2.3.2 Matriz dos Experimentos e Cálculo de Efeitos

Os experimentos foram planejados com base na carta de operação de microcompressores aplicados tanto para HBP, MBP ou LBP. A Tabela 3.3 mostra os níveis escolhidos para cada variável independente, onde os símbolos (-), (+/-) e (+) representam respectivamente o nível inferior, intermediário e superior de cada fator.

Tabela 3.3 – Fatores e Níveis do projeto do experimento.

Fatores	Níveis		
	-	+/-	+
D – Diâmetro Interno [mm]	0,23	0,39	0,45
L – Comprimento [m]	1	-	2
Pe – Pressão de Condensação/Entraada[bar]	9	-	19
Sub-resfriamento [°C]	5	-	10

O diâmetro interno e o comprimento do capilar, a pressão de condensação e o sub-resfriamento são os fatores com maior relevância quando a variável resposta vazão, Gonçalves (1994) e Melo (1999). Apenas o diâmetro interno é o fator que apresenta três níveis de estudo no projeto. Isto se deve a sua forte influência e não-linearidade sobre a vazão mássica, Gonçalves (1994). As dimensões dos tubos capilares foram escolhidas com o auxílio da simulação apresentada no capítulo seguinte. Foram mantidos comprimentos de um a dois metros, dimensão comercialmente aplicável à micro sistemas, e arranjadas diferentes combinações de operação para chegar aos diâmetros necessários. A pressão de condensação cobre aplicações com a temperatura de condensação de 35°C a 65 °C e o sub-resfriamento representa valores típicos da aplicação em questão. A pressão na saída do tubo capilar não foi considerada como variável relevante, uma vez que o seu efeito sobre a vazão mássica é pequeno quando comparado aos efeitos produzidos pelas outras variáveis, mesmo quando o escoamento não está bloqueado. Tal fato foi observado tanto numericamente (através dos modelos descritos no Capítulo 4) como experimentalmente, para várias condições de operação. A Figura 3.18

mostra a varredura desde pressões em torno de 1 bar até 6 bar para a temperatura de condensação de 35°C.

Para garantir o escoamento bloqueado, durante a realização dos testes, a pressão de saída foi mantida em torno de 2,5 bar para condensações em 35°C e 5,0 bar para condensações em 65°C.

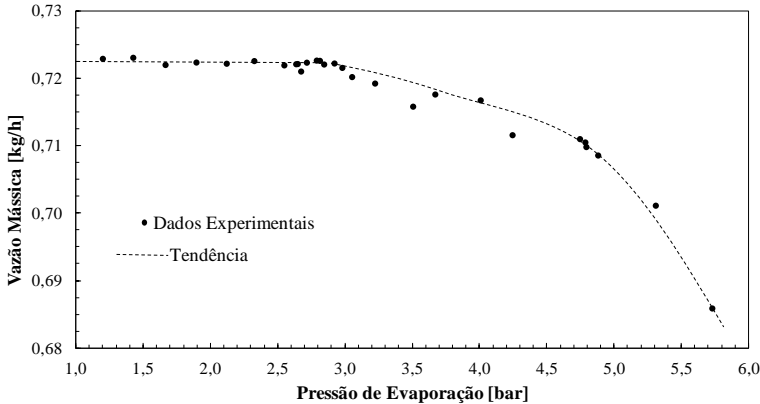


Figura 3.18 – Teste de bloqueio.

A combinação entre todos os fatores nos seus diferentes níveis gerou 24 experimentos, aos quais foram adicionados 12 experimentos utilizando outro diâmetro entre o 0,23 mm e o 0,45 mm, além de pressões equivalentes a temperatura de 45 °C e 55 °C e 60 °C. Além destes, mais 8 testes extras foram realizados com capilares de 0,53 mm, compreendendo o limite da aplicação de micro-capilares e capilares convencionais.

Os experimentos resultantes são apresentados nas Tabelas 5.1 e 5.2.

Os efeitos principais e combinados foram calculados com o auxílio da matriz de contraste, que indica o nível de cada fator em um determinado teste. O uso dessa matriz permite que os resultados de todos os experimentos sejam utilizados durante o cálculo do efeito de uma variável, de forma que as interações entre os fatores também possam ser captadas. Os detalhes do procedimento de cálculo dos efeitos e a matriz de contraste podem ser encontradas em Da Silva (2008).

3.2.4 Correlação Empírica Para a Vazão Mássica

Os resultados experimentais foram regredidos através da técnica dos mínimos quadrados levando em consideração os termos simples e combinados de maior efeito, dando origem a uma equação onde a vazão mássica aparece como variável dependente.

Uma equação semelhante a gerada é apresentada a seguir de forma genérica:

$$y = c_1 \cdot x_1 + c_2 \cdot x_2 + c_3 \cdot x_3 + c_4 \cdot x_4 + c_5 \cdot x_1 x_2 + c_6 \cdot x_1 x_3 + c_7 \cdot x_1 x_4 + \dots \quad (3.3)$$

3.3 Título na Entrada do Dispositivo de Expansão

3.3.1 Procedimento Experimental

A quantidade de vapor na entrada do dispositivo de expansão foi estimada mediante um balanço de energia realizado no pré-aquecedor, Figura 3.19.

O trocador de calor é formado por um trecho com 1 metro de tubulação ao longo do qual foi distribuída homogeneamente uma resistência siliconada, responsável pela fonte de calor. Esse conjunto foi devidamente isolado por uma camada de 80 mm de espessura de manta térmica de alta densidade.

Três termopares de superfície, tipo T, com incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C monitoram a temperatura média de parede (T_{tubo}).

A partir da pressão de condensação e das temperaturas na entrada e na saída do pré-aquecedor e ainda garantindo a presença de escoamento monofásico, podem-se calcular as devidas entalpias de entrada e saída do trocador. A partir da vazão mássica, pode-se calcular a taxa de transferência de calor fornecida ao refrigerante, como segue:

$$\dot{Q}_{\text{fluido}} = \dot{m} \cdot (h_s - h_e) \quad (3.4)$$

Parte da potência fornecida pela resistência elétrica (P_{Total}) é transferida para o fluido e parte para o ambiente. Assim, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{\text{fluido}} + \dot{Q}_{\text{perdida}} = P_{\text{Total}} \quad (3.5)$$

Ou ainda, considerando um modelo global para o pré-aquecedor:

$$\dot{m} \cdot (h_s - h_e) + UA_{PA} \cdot (T_{tubo} - T_{Amb.}) = P_{Total} \quad (3.6)$$

Um esquema ilustrativo do pré-aquecedor e seus principais parâmetros e componentes é ilustrado na Figura 3.19.

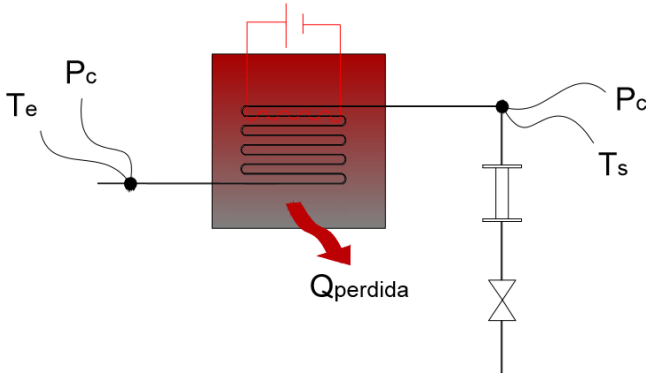


Figura 3.19 – Esquema do pré-aquecedor.

A potência dissipada pela resistência elétrica foi mensurada por um transdutor de potência ativa, 2285A-0Z3/W26/AE, de 400W e precisão de 1%.

Aplicando a equação (3.6) a diferentes condições de operação obteve-se um banco de dados e a partir dele ajustou-se um valor médio de $0,17 \pm 0,02 \text{ W/}^\circ\text{C}$ para o coeficiente de transferência de calor global do pré-aquecedor.

Com a introdução do UA na Equação 3.6 e conhecidas as variáveis h_e , T_{tubo} , T_{parede} e P_{total} , o valor da entalpia na saída do pré-aquecedor passa a ser calculada e pode ser convertida em temperatura de sub-resfriamento ou título.

O visor em vidro, posicionado na entrada do dispositivo de expansão, permite observar o padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão.

Duas condições foram escolhidas para o teste de ingestão de vapor e visualização, um em HBP, com capilar de 0,45 mm, 1 m de

comprimento e pressão de condensação em 19 bar (65 °C) e a segunda condição em LBP, com capilar de 0,23 mm, 2 m de comprimento e pressão de condensação de 9 bar (35 °C).

3.4 Resumo do Capítulo

Um aparato experimental foi projetado e construído para reproduzir um sistema de refrigeração com características com vazões, capacidades de refrigeração e condições de aplicação equivalentes a aquelas utilizadas em meso-sistemas de refrigeração. O objetivo do aparato é permitir o estudo da expansão de HFC-134a através de micro-capilares adiabáticos.

O experimento foi planejado de acordo com a teoria estatística de projeto dos experimentos, visando a redução do número de rodadas e identificar os fatores com maior contribuição sobre a variável dependente, a vazão mássica.

A última sessão de testes contemplará o regime de ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão. Para tanto foi preciso estimar o coeficiente global de transferencia de calor do pré-aquecedor.

4 MODELO MATEMÁTICO

4.1 Fundamentação Teórica

O escoamento adiabático, viscoso e compressível de um fluido através de um duto de seção transversal constante é denominado de escoamento de Fanno, em homenagem ao engenheiro mecânico italiano Gino Girolamo Fanno (White, 2004). Em um escoamento de Fanno, se for conhecido o estado do fluido na seção 1 do volume de controle indicado na Figura 4.1, pode-se calcular o estado do fluido na seção 2 através de um balanço de massa, energia e quantidade de movimento. O lugar geométrico de todos os estados possíveis a jusante do ponto 1 dá origem a uma curva contínua, ilustrada na Figura 4.2, denominada linha de Fanno.

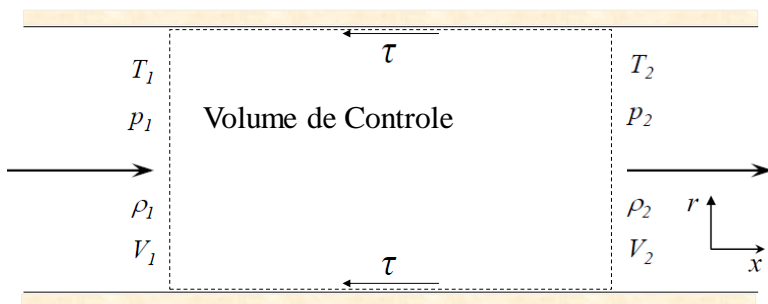


Figura 4.1 - Volume de controle e variáveis fluidodinâmicas.

Devido à presença de irreversibilidades associadas ao atrito entre o fluido e a parede do tubo e à ausência de transferência de calor, a entropia aumenta continuamente no sentido do escoamento até atingir um valor máximo, representado pelo ponto (a) da Figura 4.2.

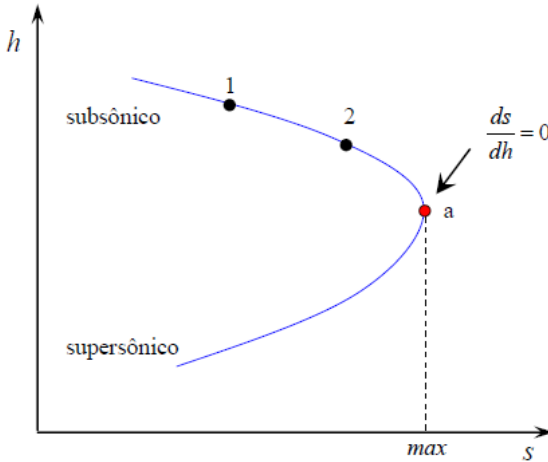


Figura 4.2 – Linha de Fanno. (Adaptado de Da Silva, 2008).

O máximo valor da entropia representa uma limitação física, imposta pela segunda lei da Termodinâmica, e que ocorre na saída do tubo quando $ds/dh \rightarrow 0$ (Stoecker e Jones, 1985). Nesse mesmo instante, o fluido atinge a velocidade do som no meio impedindo que a informação da pressão na saída do tubo seja transmitida a montante através do escoamento (Shames, 1973; Munson *et al.*, 1990; Fox *et al.*, 2006).

Na refrigeração por compressão mecânica de vapores, a velocidade do escoamento na entrada do dispositivo de expansão é subsônica e, conseqüentemente, irá aumentar gradativamente ao longo do dispositivo de expansão devido ao surgimento da fase vapor. Caso ela atinja a velocidade do som, o escoamento é então denominado bloqueado e a pressão mantida no evaporador deixa de influenciá-lo.

4.2 Equações Governantes e Simplificações

O escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares é complexo, pois envolve efeitos viscosos, de mudança de fase, de metaestabilidade e de compressibilidade, com a possibilidade de escoamento sônico na extremidade de saída. De um modo geral, o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares é governado pelas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia total, apresentadas respectivamente na forma diferencial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = \nabla \cdot \vec{T} + \rho \vec{g} \quad (4.2)$$

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(e + \frac{1}{2} V^2 \right) + \vec{u} \cdot \nabla \left(e + \frac{1}{2} V^2 \right) \right] = -\nabla \cdot \vec{q} + \nabla \cdot (\vec{T} \cdot \vec{u}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{u} + \rho r \quad (4.3)$$

Tais equações são complexas e necessitam de simplificações para serem resolvidas. As seguintes simplificações são comumente adotadas para modelar o escoamento através de tubos capilares adiabáticos (Hermes, 2006):

- Escoamento unidimensional na direção axial;
- Escoamento em regime permanente e plenamente desenvolvido;
- Tubo capilar reto, horizontal e com seção transversal constante;
- Fluido Newtoniano;
- Escoamento sem dissipação viscosa;
- Escoamento sem perdas de carga localizadas nas regiões de entrada e saída do tubo capilar (Melo *et al.*, 1999);
- Escoamento sem metaestabilidade (Boabaid Neto, 1994);
- Escoamento homogêneo na região bifásica (Seixlack, 1996).

Com base em tais simplificações, podem-se expressar os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia para um volume elementar de fluido refrigerante escoando no

interior do tubo capilar de secção circular respectivamente através das seguintes equações,

$$\frac{dG}{dz} = 0 \quad (4.4)$$

$$G \frac{dV}{dz} + \frac{dp}{dz} + \tau \frac{4}{D} = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{d}{dz} \left(h + \frac{1}{2} V^2 \right) = 0 \quad (4.6)$$

onde $G=V/\nu$ representa o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$], V é a velocidade média do escoamento na direção axial z [m.s^{-1}], ν é o volume específico do refrigerante [$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$], p é a pressão do escoamento [Pa], τ é a tensão de cisalhamento na parede [N.m^{-2}], h é o fator de atrito de Darcy, h é a entalpia específica do refrigerante [J.kg^{-1}] e D é o diâmetro interno do tubo capilar [m].

Da equação de conservação da massa (4.4) e da definição de fluxo de massa, pode-se mostrar que:

$$dV = Gdv \quad (4.7)$$

Substituindo V e dV nas equações (4.5) e (4.6), obtém-se:

$$G^2 dv + dp + \frac{4}{D} \tau dz = 0 \quad (4.8)$$

$$dh + G^2 v dv = 0 \quad (4.9)$$

Como $v=v(p,h)$, seu diferencial total é dado por:

onde,

$$dv = \psi dp + \phi dh \quad (4.10)$$

$$\psi = \left. \frac{\partial v}{\partial p} \right|_h \quad \phi = \left. \frac{\partial v}{\partial h} \right|_p \quad (4.11)$$

As equações (4.8) a (4.10) representam, juntamente com a equação da conservação da massa, $G=\text{constante}$, o escoamento em regime permanente de um fluido refrigerante através de um tubo capilar adiabático, formando um sistema de 4 equações e 5 variáveis (p , h , v , z e G), de modo que uma variável deve ser escolhida como domínio de integração.

Embora a coordenada espacial z tenha sido tradicionalmente adotada com esse propósito (Mezavila, 1995; Hermes, 2000), optou-se neste presente trabalho, a exemplo de Chung (1998), Hermes (2006) e Da Silva (2008), pelo uso da pressão como variável independente.

Substituindo a equação (4.10) nas equações (4.8) e (4.9) e manipulando algebricamente as expressões resultantes, pode-se mostrar que (Hermes, 2006):

$$\frac{dz}{dp} = -\frac{D}{4} \left[\frac{1 + G^2(v\phi + \psi)}{\tau(1 + G^2v\phi)} \right] \quad (4.12)$$

$$\frac{dh}{dp} = -\frac{G^2v\psi}{1 + G^2v\phi} \quad (4.13)$$

As equações (4.12) e (4.13) representam a variação do comprimento e da entalpia em função da pressão, sendo válidas tanto para a região de escoamento bifásico como monofásico. Como ambas são de primeira ordem, faz-se necessária apenas uma condição de contorno para cada equação, definidas pela pressão e pela temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar. Como não há uma equação explícita para o fluxo de massa, esta variável é obtida através de um procedimento iterativo envolvendo a pressão na saída do tubo capilar, que pode ser a pressão de evaporação ou a pressão sônica, caso o escoamento esteja bloqueado (Melo *et al.*, 1992).

Dada a possibilidade de escoamento sônico na extremidade de saída do tubo capilar, deve-se determinar a pressão associado com essa condição, o que é feito através do critério de Fanno, em que $ds/dh \rightarrow 0$. Empregando-se a relação termodinâmica $Tds = dh - vdp$ juntamente com a equação (4.13), pode-se mostrar que:

$$\frac{ds}{dh} = \frac{1}{T} \left[\frac{1 + G^2(v\phi + \psi)}{G^2\psi} \right] \quad (4.14)$$

Analisando a equação (4.14), pode-se concluir que quando $ds/dh \rightarrow 0$, então $1 + G^2(v\phi + \psi) \rightarrow 0$, uma vez que T , G e ϕ são finitos e não

nulos. Alternativamente, observa-se que, de acordo com o critério de Fauske (1962), em que $dp/dz \rightarrow -\infty$ na saída do tubo capilar, a equação (4.12) apresenta um numerador nulo no ponto de bloqueio, i.e., $1+G^2(\nu\phi+\psi) \rightarrow 0$, donde se conclui que os critérios $ds/dh \rightarrow 0$ e $dp/dz \rightarrow -\infty$ são matematicamente equivalentes. Observa-se que se o comprimento fosse tomado como variável independente, o zero apareceria no denominador da equação (4.13), tornando o sistema de equações singular no ponto sônico. Adicionalmente, a formulação no domínio da pressão faz com que as variações do comprimento, dz , sejam automaticamente ajustadas às variações da pressão, dp , que são definidas de acordo com o método empregado para a integração das equações diferenciais ordinárias.

4.2.1 Modelo Homogêneo na Região Bifásica

O uso do modelo homogêneo para a região bifásica trata a mistura como monofásica. Logo o número de Reynolds na região bifásica, $Re_{méd}$, é calculado baseado nas propriedades médias do escoamento:

$$Re_{méd} = \frac{G \cdot d}{\mu_{méd}} \quad (4.15)$$

Antes de discutir a respeito das propriedades médias no escoamento, se faz necessário para o cálculo do número de Reynolds, utilizar um modelo para o fator de atrito.

Para o fechamento do sistema de equações, são necessárias correlações empíricas para os fatores de atrito tanto das regiões monofásicas como na região bifásica. Além disso, faz-se necessária uma correlação para a viscosidade da região bifásica, que depende do padrão de escoamento. Como mencionado por Melo *et al.* (1992), a escolha dessas correlações é feita de forma empírica, com base em um conjunto de dados experimentais confiáveis, de forma que o modelo matemático reproduza os experimentos da melhor forma possível.

No trabalho de Mikol e Dudley (1964), por exemplo, foi sugerido o uso da correlação de Moody (1944) para o fator de atrito. Em outro trabalho, Boabaid Neto (1994) modelou os escoamentos de R-12, R-134a e R-600a em tubos capilares adiabáticos e propôs o emprego da correlação de Erth (1970) para o fator de atrito bifásico e da correlação

de Churchill (1977) para a região sub-resfriada. Yilmaz e Ünal (1996) e Hermes *et al.* (2007), por outro lado, fizeram uso da correlação de Churchill (1977) tanto para a região sub-resfriada como para a região bifásica, sendo que, neste caso, o modelo de viscosidade bifásica proposto por Cicchiti *et al.* (1960) foi empregado.

No presente trabalho, dado o grau de liberdade existente na escolha de tais correlações (Melo *et al.*, 1992), optou-se por avaliar o comportamento do modelo empregando-se as correlações propostas por Moody (1944) e Churchill (1977) para o fator de atrito, dadas respectivamente pelas equações (4.16) e (4.17)

$$f = 5,5 \cdot 10^{-3} \left[1 + 21,544 \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (4.16)$$

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (4.17)$$

onde,

$$A = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D}} \right] \right\}^{16} \quad (4.18)$$

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (4.19)$$

A Figura 4.3 mostra a variação do fator de atrito nas regiões monofásica e bifásica do tubo capilar, obtida a partir de cada uma das correlações anteriores, onde e com o modelo de viscosidade bifásica proposto por Bittle e Weis (2002). Verifica-se que as correlações de Churchill (1977) e Moody (1944) apresentam valores próximos entre si e comportamento semelhante. Observa-se que as correlações de Moody (1944) e Churchill (1977) foram desenvolvidas para escoamentos monofásicos.

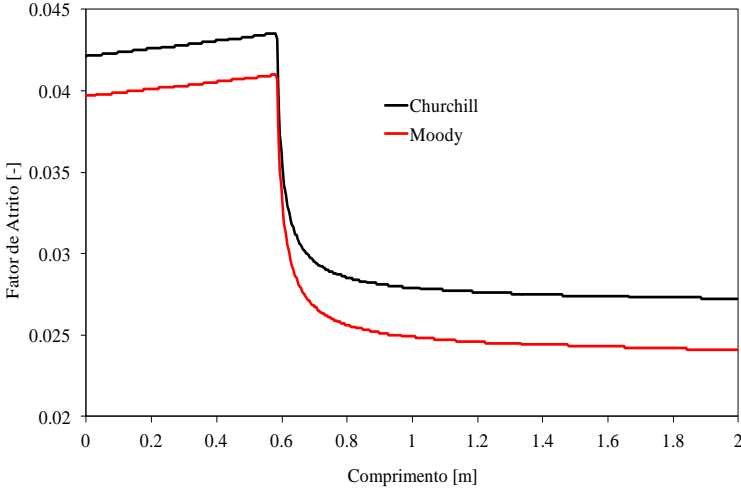


Figura 4.3 – Comparação entre as duas correlações para o fator de atrito ao longo do comprimento do capilar.

O ponto chave ao tratar de um modelo homogêneo está na escolha das propriedades médias. Como o modelo assume que tanto a fase líquida como a de vapor estão escoando juntas no interior do tubo, a densidade da mistura em qualquer seção será governada pela fração de massa. Essa densidade é chamada de $\rho_{méd}$, e seu cálculo é dado pela equação seguinte:

$$\frac{1}{\rho_{méd}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (4.20)$$

Sendo ρ_v a massa específica do vapor saturado e ρ_l a massa específica do líquido saturado a uma dada pressão.

A escolha da viscosidade média, $\mu_{méd}$, é um procedimento mais cuidadoso, por que o padrão do escoamento que se desencadeia ao longo de cada regime pode alterar a maneira como a viscosidade é tratada matematicamente (Field e Hrnjak, 2007).

Bittle and Weis (2002) descreveram o conceito de viscosidade média como um amortecedor em um sistema dinâmico. A metodologia

considera a direção do vetor da força cisalhante ao longo do escoamento e o arranjo entre as fases (em série ou paralelo) em relação a essa direção associadas a diferentes dissipações viscosas. Isso é ilustrado na Figura 4.4a e 4.4b.

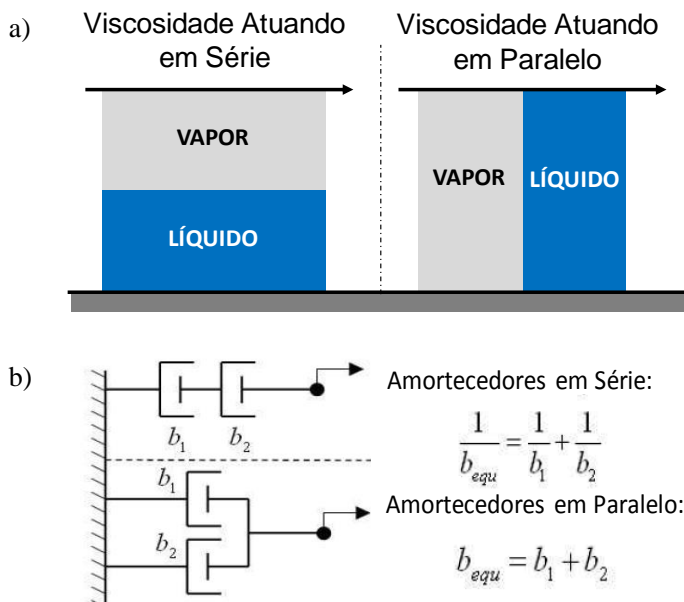


Figura 4.4 – a) esquema da disposição das fases líquido e vapor em um escoamento e sua relação com a associação em série ou paralelo. b) Analogia com a associação de amortecedores em série e paralelo.

Na Figura 4.4a, as duas fases agem entre o vetor cisalhante e a parede do tubo. Na Figura 4.4b, os arranjos em série e paralelo de amortecedores. Por exemplo, no caso de um escoamento anular, a viscosidade de cada fase está em uma associação em série se considerarmos a direção do escoamento (mesma direção da força cisalhante) e as paredes. Já em um escoamento do tipo pistonado (*slug*), as viscosidades das duas fases são equivalentes a associação de amortecedores em paralelo.

As fases viscosas podem ser pesadas por massa ou por volume. Esse conceito de associação em série ou paralelo ponderados por massa ou volume serão utilizadas para entender os modelos propostos.

Como não existe uma solução fechada para a viscosidade média na região bifásica (Barbosa, 2002), um modelo também deve ser selecionado para este parâmetro. No presente trabalho, foram avaliadas as correlações para a viscosidade bifásica propostas por McAdams *et al.* (1942), Cicchitti *et al.* (1960), Dukler *et al.* (1964) e Bittle e Weis (2002). O modelo de Owen (1986) também será utilizado para fins ilustrativos.

Um modelo de viscosidade média largamente empregado é atribuído a McAdams *et al.* (1942), calcula a viscosidade da seguinte maneira:

$$\frac{1}{\mu_{méd}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (4.21)$$

Esta é uma associação em série das viscosidades de cada fase, pesadas pela massa.

Dukler *et al.* (1964) desenvolveu um modelo que também é uma associação em série das duas fases, mas neste caso pesada pela contribuição do volume:

$$\mu_{méd} = \alpha \mu_v + (1 - \alpha) \mu_l \quad (4.22)$$

Com α representando a fração de vazio, a proporção da área de vapor em relação a área total em determinada seção transversal. Desta forma, $(1 - \alpha)$ é a fração de líquido presente. Para o escoamento bifásico tratado como homogêneo, o escorregamento (a razão entre as velocidades de cada fase) deve ser igual a 1. Portanto pode-se mostrar que para o escoamento bifásico homogêneo:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)} \quad (4.23)$$

Substituindo a equação (4.23) em (4.22), o modelo de Dukler assume a sua forma mais tradicionalmente divulgada:

$$\mu_{méd} = \rho_{méd} \left(\frac{x}{\rho_v} \mu_v + \frac{1-x}{\rho_l} \mu_l \right) \quad (4.24)$$

Cicchitti et al (1960) formulou um modelo de viscosidade bifásica baseado na associação paralela e com peso na massa:

$$\mu_{méd} = x\mu_{méd} + (1 - x)\mu_l \quad (4.25)$$

E seguindo o mesmo roteiro de raciocínio, Bittle e Weis (2002) criaram um modelo com a quarta combinação, associando as fases em série e pesando segundo o volume. O modelo foi chamado de “Modelo IV” e tem a seguinte equação:

$$\frac{1}{\mu_{méd}} = \frac{\alpha}{\mu_v} + \frac{1 - \alpha}{\mu_l} \quad (4.26)$$

Nas equações apresentadas, x é o título do refrigerante, ρ_l e μ_l são as densidades e viscosidades do líquido e ρ_g e μ_g são as densidades e viscosidades do vapor.

A Figura 4.5 resume os quatro modelos descritos anteriormente quanto a equivalência em sua associação com amortecedores e ao método de pesar as fases líquido e vapor.

	SÉRIE	PARALELO
MASSA	$\frac{1}{\mu_{avg}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1 - x}{\mu_l}$ <p>Mc Adams et al., 1942</p>	$\mu_{avg} = x\mu_v + (1 - x)\mu_l$ <p>Cicchitti et al., 1960</p>
VOLUME	$\frac{1}{\mu_{avg}} = \frac{\alpha}{\mu_v} + \frac{1 - \alpha}{\mu_l}$ <p>Bittle e Weis, 2002</p>	$\mu_{avg} = \alpha\mu_v + (1 - \alpha)\mu_l$ <p>Dukler et al., 1964</p>

Figura 4.5 – Configurações possíveis de associação entre fases em um escoamento e sua respectiva equação de viscosidade bifásica.

Outro modelo conhecido e que será avaliado é o de Owen (1986), que assume que a viscosidade média na região bifásica é igual a do líquido saturado:

$$\mu_{méd} = \mu_l \quad (4.27)$$

A Figura 4.6 mostra a variação da viscosidade bifásica ao longo de um tubo capilar ($L=2$ m e $D=0,39$ mm) para uma temperatura de condensação de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e sub-resfriamento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ em função do comprimento do tubo, calculada através de cada uma das correlações anteriores.

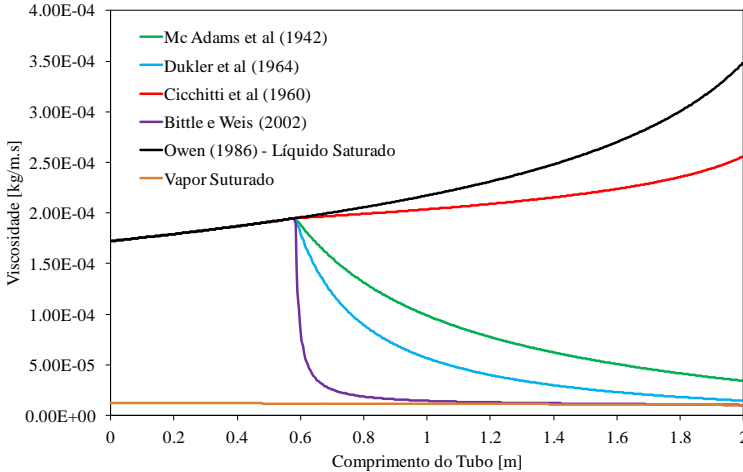


Figura 4.6 – Comportamento dos modelos de viscosidade.

Verifica-se que as correlações propostas por Dukler *et al.* (1964) e McAdams *et al.* (1942) fornecem valores próximos entre si e que se aproximam da viscosidade do vapor saturado com o aumento do título, ou seja, ao longo do tubo, enquanto a correlação proposta por Cicchitti *et al.* (1960) fornece valores com uma tendência oposta aos dois modelos anteriores, que são mais próximos da viscosidade do líquido saturado. O modelo de Bittle e Weis (2002) assume que a viscosidade do vapor tem maior efeito quando na região bifásica, apresentando uma queda brusca quando começa a mudança de fase. A correlação de Owen (1986) considera a viscosidade na região bifásica equivalente à do líquido saturado, por assumir um padrão anular de escoamento.

4.3 Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas

As propriedades termodinâmicas do HFC-134a são calculadas via REFPROP, utilizando o modelo proposto por Tillner-Roth e Baehr

(1994). As incertezas são de 0,05% para a densidade, 0,02% para a pressão de vapor, de 0,5%-1,0% para o calor específico, 0,05% para a velocidade do som no vapor e 1 % para a velocidade do som no líquido, exceto na região crítica.

4.4 Método de Solução

Neste trabalho as equações (4.12) e (4.13) foram resolvidas numericamente no domínio da pressão, empregando-se um procedimento iterativo para estimar o fluxo de massa de refrigerante para condições geométricas e de operação pré-definidas. O método será detalhado a seguir.

4.4.1 Solução Numérica

A estratégia adotada para solução numérica segue, em linhas gerais, a introduzida por Hermes (2006), que fez uso de um método de Runge-Kutta de 2ª ordem para integrar as equações (4.12) e (4.13) no domínio da pressão. No presente trabalho, as equações para dz/dp e dh/dp foram resolvidas através do método de Euler, de 1ª ordem, dado por (Carnahan *et al.*, 1969):

$$y(p + \Delta p) = y(p) + \Delta p \left. \frac{dy}{dp} \right|_p \quad (4.28)$$

onde Δp é o decremento de pressão usado no processo de integração e y representa uma variável genérica que pode ser tanto o comprimento do tubo como a entalpia do refrigerante [ver equações (4.12) e (4.13)]. Salienta-se que métodos mais sofisticados, como os de Runge-Kutta de 4ª ordem (Carnahan *et al.*, 1969), foram testados e não apresentaram diferenças significativas em comparação com o método de Euler.

O fluxo de massa de refrigerante foi calculado iterativamente, uma vez que depende da condição na saída do tubo capilar (subsônica ou sônica). A correção iterativa do fluxo de massa foi realizada com base na diferença entre o comprimento real do tubo e o comprimento calculado pela integração da equação (4.12), através da seguinte equação proposta por Melo *et al.* (1992),

$$G = 0,5G_o \left(1 + \frac{L_{calc}}{L_{real}} \right) \quad (4.29)$$

onde G_0 representa o fluxo de massa na iteração imediatamente anterior.

O programa computacional foi estruturado através de dois laços principais. O laço interno é responsável pela integração das equações diferenciais, enquanto o laço externo realiza a correção iterativa do fluxo de massa. A Figura 4.7 mostra o fluxograma do algoritmo para o cálculo da vazão mássica.

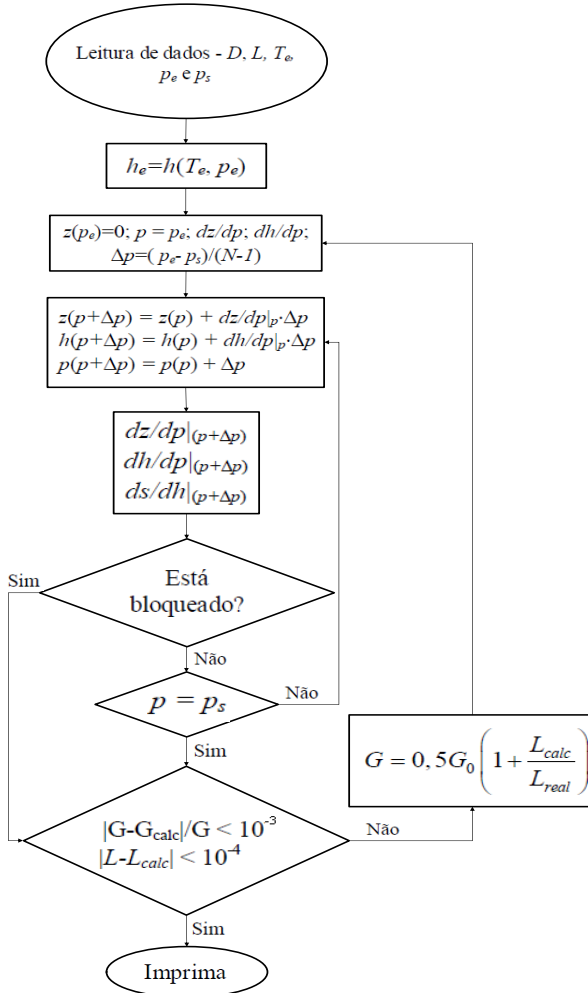


Figura 4.7 – Fluxograma do algoritmo.

O programa foi elaborado em Matlab e no Apêndice C pode ser visto em detalhes.

4.5 Modelo Algébrico

Vários modelos analíticos podem ser encontrados na literatura, embora a maioria deles exija etapas de *looping* e de processamento computacional. Hermes, 2010, propôs um modelo semi-empírico capaz de calcular a vazão em capilares adiabáticos de maneira explícita.

O modelo foi desenvolvido com base nas simplificações apresentadas na seção 4.2. Dessa forma, as equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento podem ser expressas da seguinte forma:

$$G^2 dv + dp + \frac{fG^2 v dz}{2D} = 0 \quad (4.30)$$

$$dh + G^2 dv = 0 \quad (4.31)$$

Para a derivada total do volume específico, tem-se que:

$$dv = (\partial v / \partial h)_p dh + (\partial v / \partial p)_h dp \quad (4.32)$$

De acordo com por Zang e Ding (2004), o volume específico para a região bifásica pode ser dado por:

$$v = a + \frac{b}{p} \quad (4.33)$$

onde $a = v_f(1 - k)$, $b = v_f p_f k$ e $k = 1,63 \times 10^5 p_f^{-0,72}$.

Finalmente, obtém-se uma formulação explícita para a vazão mássica como apresentado a seguir (Hermes *et al.*, 2010).

$$m_{cap} = \Phi \sqrt{\frac{D_{cap}^5}{L_{cap}}} \left[\frac{p_c - p_f}{v_f} + \frac{p_f - p_s}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \left(\frac{ap_s + b}{ap_f + b} \right) \right] \quad (4.34)$$

onde $\Phi = \pi(8f)^{-1/2}$, D_{cap} e L_{cap} representam respectivamente o diâmetro interno e o comprimento do tubo capilar, p_c é a pressão de condensação, p_s é a pressão do refrigerante na saída do tubo capilar e p_f é a pressão de “flash” (pressão de saturação do refrigerante ao longo de um processo isoentálpico). De acordo com Hermes *et al.* (2010), a equação 4.12 prevê a vazão mássica através do tubo capilar com uma margem de incerteza de $\pm 10\%$ quando $\Phi=6,0$ é utilizado.

Para os testes onde existe vapor na entrada do dispositivo de expansão, a equação pode ser simplificada para:

$$m_{cap} = \Phi \sqrt{\frac{D_{cap}^5}{L}} \left[\frac{p_c - p_s}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \left(\frac{ap_s + b}{ap_c + b} \right) \right] \quad (4.35)$$

4.6 Resumo do Capítulo

Neste capítulo foram apresentados os modelos matemáticos para prever o escoamento de HFC-134a através de micro-capilares adiabáticos para a aplicação em meso-refrigeração.

O primeiro modelo é diferencial e permite identificar os estados do refrigerante ao longo do capilar, além de ser aplicável a qualquer fluido refrigerante. O segundo modelo é algébrico (Hermes 2010) e executa o cálculo da vazão de HFC-134a e HC-600a através de tubos capilares de maneira explícita.

5 RESULTADOS

5.1 Introdução

No presente capítulo serão apresentados os resultados dos estudos experimental e numérico referente ao escoamento de HFC-134a através de micro-capilares adiabáticos. Na primeira etapa os resultados da matriz de efeitos sobre a vazão mássica serão analisados para identificar os fatores que devem ser incluídos na equação da vazão. Em seguida os resultados experimentais serão também comparados com os modelos numéricos propostos (diferencial e algébrico). Em todos os casos, as comparações serão feitas da seguinte forma:

$$Erro = \frac{100.(\dot{m}_{calc} - \dot{m}_{exp})}{\dot{m}_{exp}} \quad (5.1)$$

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^M (Erro)^2}{M}} \quad (5.2)$$

5.2 Projeto dos Experimentos

As Tabelas 5.1 e 5.2 mostram os resultados experimentais, e suas respectivas incertezas de medição, obtidos através do experimento fatorial (24 pontos) e dos testes extras onde foram avaliados micro-capilares e capilares com diâmetro na fronteira entre o micro-capilar e o capilar convencional. Os testes com micro-capilares ainda contemplam a comparação com outro material, o aço inox.

Os resultados da Tabela 5.1 mostram que os experimentos cobriram uma faixa de vazão variando de cerca de 0,29 kg/h até 2,93 kg/h, abrangendo uma região típica do segmento da micro-refrigeração. O conjunto de testes adicionais, na Tabela 5.2, abre ainda mais esta faixa, cobrindo vazões de até 3,95 kg/h. Como mencionado no Capítulo 4, as variáveis independentes foram variadas nas seguintes faixas: pressão na entrada de 9 a 19 bar, sub-resfriamento de 5 °C a 10 °C, comprimento de 1 a 2 m e diâmetro interno de 0,23 mm a 0,45 mm. Em todos os casos, a pressão na saída foi mantida abaixo da pressão crítica para o escoamento. A influência das variáveis independentes sobre a vazão mássica foi avaliada através da análise dos efeitos principais e combinados obtidos a partir do processamento dos resultados do experimento fatorial.

Tabela 5.1: Matriz do Projeto Fatorial.

Teste	Pe ± 0,07 [bar]	Ps ± 0,05 [bar]	L ± 0,3 [mm]	D ± 0,008 [mm]	Te ± 0,5 [°C]	Vazão Mássica ± 0,01 [kg/h]
1	8,90	1,93	2000,0	0,384	29,9	0,78
2	8,90	1,91	2000,0	0,384	25,1	0,89
3	19,00	3,99	2000,0	0,384	60,2	1,34
4	18,88	4,10	2000,0	0,384	55,1	1,37
5	8,92	2,40	1000,0	0,384	29,9	1,09
6	8,92	2,43	1000,0	0,384	24,9	1,30
7	18,78	4,02	1000,0	0,384	60,1	1,58
8	18,83	4,21	1000,0	0,384	55,1	1,81
9	8,90	2,36	1000,0	0,233	29,7	0,39

Tabela 5.1, continuação - Matriz do Projeto Fatorial.

Teste	Pe \pm 0,07 [bar]	Ps \pm 0,05 [bar]	L \pm 0,3 [mm]	D \pm 0,008 [mm]	Te \pm 0,5 [°C]	Vazão Mássica \pm 0,01 [kg/h]
10	8,90	2,15	1000,0	0,233	25,0	0,40
11	18,81	3,96	1000,0	0,233	54,6	0,59
12	18,85	5,16	1000,0	0,233	59,4	0,55
13	8,89	1,35	2000,0	0,233	29,6	0,29
14	8,90	1,40	2000,0	0,233	25,4	0,30
15	19,07	3,64	2000,0	0,233	56,1	0,39
16	19,02	3,64	2000,0	0,233	61,2	0,36
17	8,91	2,52	1000,0	0,448	29,6	1,70
18	8,93	2,75	1000,0	0,448	26,1	1,92
19	18,80	4,97	1000,0	0,448	54,7	2,93
20	18,82	4,49	1000,0	0,448	60,7	2,56
21	9,04	2,21	2000,0	0,448	29,9	1,17
22	8,90	2,29	2000,0	0,448	26,8	1,22
23	18,82	4,57	2000,0	0,448	55,7	2,07
24	18,85	4,30	2000,0	0,448	60,9	1,88

A magnitude dos efeitos principais e dos efeitos combinados mais relevantes é ilustrada na Figura 5.1, onde se observa que, como esperado, o diâmetro interno (D) é o parâmetro que mais afeta a vazão mássica. Isso se deve ao fato da vazão mássica apresentar uma relação diretamente proporcional ao diâmetro interno elevado à 5/2, conforme equação 4.34.

Tabela 5.2 - Conjunto de testes adicionais ao projeto fatorial.

Faixa	Teste	Pe \pm 0,07 [bar]	Ps \pm 0,05 [bar]	L \pm 0,3 [mm]	D \pm 0,008 [mm]	Te \pm 0,5 [°C]	Vazão Mássica \pm 0,01 [kg/h]
Micro-Capilares	25	8,89	1,70	1000,0	0,263	29,8	0,47
	26	8,90	1,72	1000,0	0,263	24,8	0,50
	27	18,79	3,42	1000,0	0,263	59,1	0,65
	28	18,80	3,54	1000,0	0,263	54,3	0,71
	29	8,89	3,60	2000,0	0,263	25,2	0,41
	30	8,89	3,67	2000,0	0,263	30,1	0,36
	31	11,58	2,73	2000,0	0,384	25,1	1,18
	32	14,89	3,11	2000,0	0,384	50,1	1,15
	33	14,85	3,25	2000,0	0,384	47,9	1,18
	34	14,88	2,98	2000,0	0,384	45,1	1,24
	35	17,51	3,61	2000,0	0,384	52,1	1,33
	36	16,62	3,51	2000,0	0,384	44,3	1,35
Fronteira Micro/Convencional	37	14,91	4,93	1000,0	0,531	50,2	3,01
	38	14,92	4,89	1000,0	0,531	45,1	3,50
	39	18,86	5,54	1000,0	0,531	60,0	3,51
	40	18,85	5,81	1000,0	0,531	54,9	3,95
	41	8,92	2,40	2000,0	0,531	29,9	1,84
	42	8,92	2,43	2000,0	0,531	24,9	1,95
	43	18,84	5,37	2000,0	0,531	59,8	2,72
	44	18,85	5,53	2000,0	0,531	54,5	2,93

O comprimento do tubo capilar, L, e a pressão na entrada do dispositivo de expansão, Pe, tem efeitos parecidos, no entanto, opostos entre si. Com o aumento do comprimento do tubo capilar haverá uma redução na vazão, enquanto que com o aumento da pressão de condensação (pressão na entrada) haverá um aumento na vazão. Dos quatro fatores abordados neste estudo, o sub-resfriamento foi o que apresentou o efeito mais discreto.

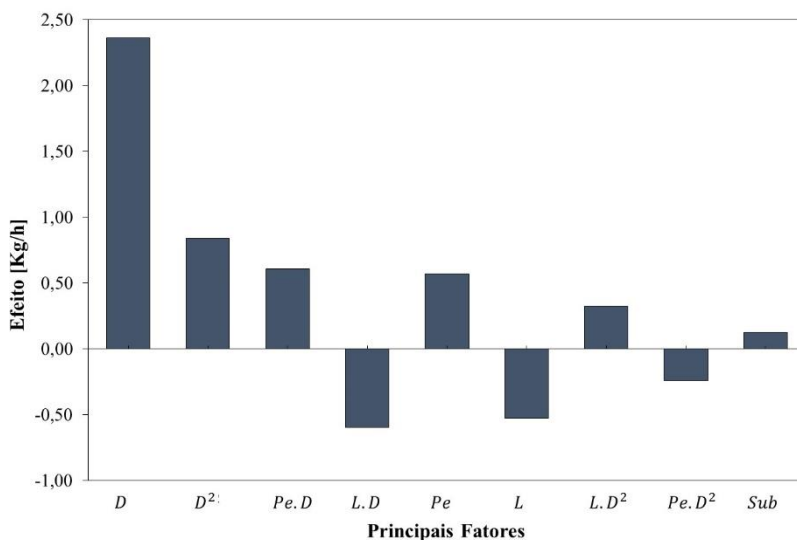


Figura 5.1: Diagrama de efeitos. Influência dos principais fatores e suas combinações sobre a vazão mássica.

Dos efeitos combinados, chamam a atenção a relação não linear do diâmetro, D^2 , da pressão de entrada com o diâmetro, $Pe.D$, e do comprimento com o diâmetro, $L.D$. Essas três relações são mais significativas que as variáveis Pe , L e Sub e fica evidente a grande importância do diâmetro interno do tubo capilar em aplicações desta ordem de grandeza.

O efeito não linear do diâmetro interno, D^2 , pode ser interpretado como um acréscimo que deve ocorrer ao efeito direto do diâmetro, D , devido a sua natureza não linear, como pode ser visto na Figura 5.2. Neste caso em que o efeito quadrático foi positivo, espera-se uma elevação parabólica do efeito sobre a vazão mássica em consequência do aumento do diâmetro. Os efeitos combinados, $L.D$ e $Pe.D$, transmitem que para maiores diâmetros haverá um efeito mais significativo das variáveis pressão de entrada, Pe e comprimento, L . Em outras palavras, que para aplicações com pequenos diâmetros internos (abaixo de 0,45 mm) os demais fatores passam a ter menos relevância sobre a vazão mássica quando comparado ao efeito do diâmetro. Seguindo esta ordem

de raciocínio, quão menor for o diâmetro, mais cuidado é preciso para fazer as medições dos diâmetros internos.

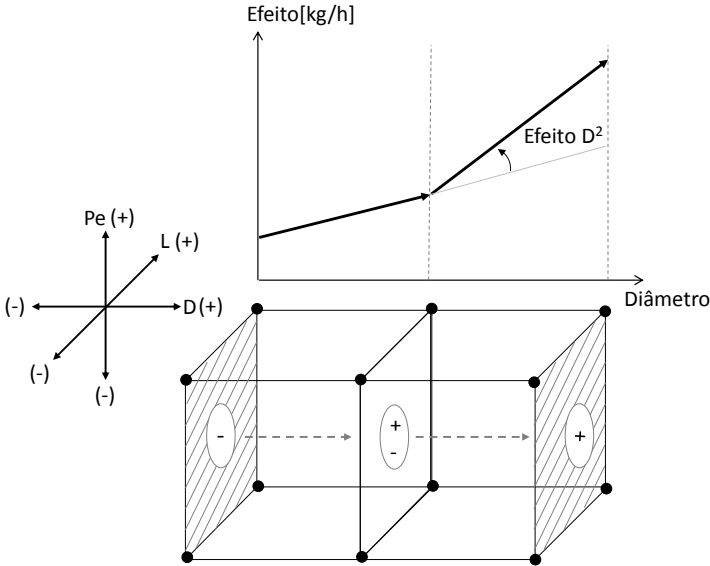


Figura 5.2: Cubo de efeitos e representação do efeito quadrático do diâmetro interno em relação ao efeito, a vazão mássica.

5.3 Correlação Empírica

Após a identificação dos efeitos, ajustou-se uma correlação empírica com base nos resultados experimentais, empregando o método descrito na Seção 3.2.4.

As variáveis independentes consideradas pela correlação são aquelas que mostraram os efeitos mais significativos durante a análise do experimento fatorial. Foram considerados o diâmetro e o comprimento do tubo, a condição do refrigerante na entrada do capilar (pressão e temperatura), além dos efeitos combinados D^2 , $Pe \cdot D$, $L \cdot D$, $Pe \cdot D^2$, $L \cdot D^2$ e $D \cdot Sub$, totalizando 10 coeficientes angulares e um linear que foram ajustados através do método dos mínimos quadrados empregando-se apenas os 24 pontos gerados pelo experimento fatorial.

Os pontos adicionais foram utilizados posteriormente para validar a correlação.

A correlação é dada por:

$$\begin{aligned} \dot{m} = & C1 + C2.D + C3.D^2 + C4.Pe.D + C5.L.D + \\ & + C6.Pe + C7.L + C8.L.D^2 + C9.Pe.D^2 + \\ & + C10.Sub + C11.Sub.D \end{aligned} \quad (5.3)$$

Os coeficientes obtidos são mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3: Coeficientes para correlação empírica.

C1	2,867
C2	0,086
C3	-0,001
C4	-18,024
C5	32,494
C6	-0,042
C7	-0,648
C8	1,439
C9	0,009
C10	-0,017
C11	0,193

A Figura 5.3 mostra as diferenças relativas entre as previsões da equação (5.3) e os 44 dados experimentais. O ajuste com o banco de dados do projeto fatorial foi 100% previsto na faixa de $\pm 10\%$ e com valor RMS de 4,6%. Dos testes extras, quando aplicado na faixa de 0,45 mm a 0,23 mm a correlação se mostrou satisfatória, com apenas dois pontos com desvio de mais de 10% e valor RMS de 6,0%. Embora a correlação proposta seja de fácil implementação e exija poucos recursos computacionais, seu uso se restringe à faixa empregada no experimento fatorial, podendo produzir resultados pouco realistas caso seja empregada para extrapolações. Tal fato pode ser observado ainda na figura 5.3, quando comparados os resultados para o capilar de 0,53 mm,

extrapolando os limites da correlação e sem sucesso de previsão. Por este motivo houve a motivação para o desenvolvimento dos modelos matemáticos descritos no Capítulo 4.

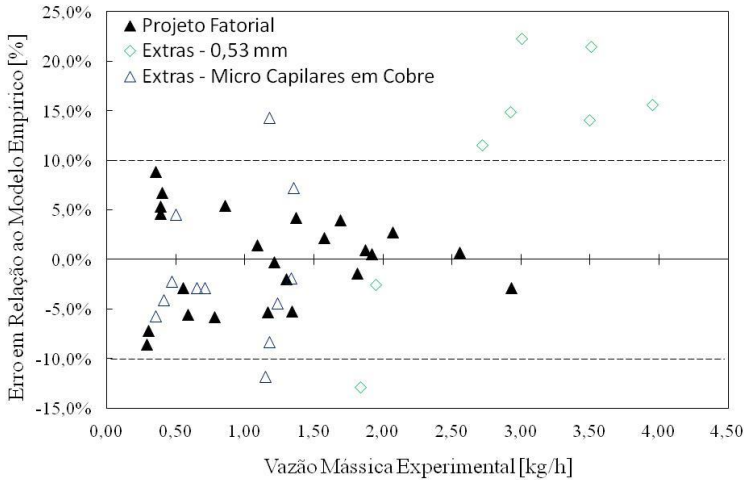


Figura 5.3 – Comparação entre modelo ajustado e dados experimentais.

5.4 O Modelo Diferencial

Como citado no capítulo anterior, o modelo diferencial para o escoamento do HFC-134a através de capilares adiabáticos carece de informações a respeito do modelo para o fator de atrito e para a viscosidade, para ambas as regiões monofásicas e bifásicas. Quatro modelos para a viscosidade e dois para o fator de atrito foram comparados em relação ao valor RMS. As oito combinação entre modelos são apresentadas na Tabela 5.4 a seguir e o diagrama com os resultados na Figura 5.4.

Tabela 5.4 - Combinações entre os modelos de viscosidade e fator de atrito.

Combinação	Fator de Atrito	Viscosidade
1	Moody	Mc Adams et al (1942)
2	Churchill	Mc Adams et al (1942)
3	Moody	Dukler et al (1964)
4	Churchill	Dukler et al (1964)
5	Moody	Cicchitti el al (1960)
6	Churchill	Cicchitti el al (1960)
7	Moody	Bittle e Weis (2002)
8	Churchill	Bittle e Weis (2002)

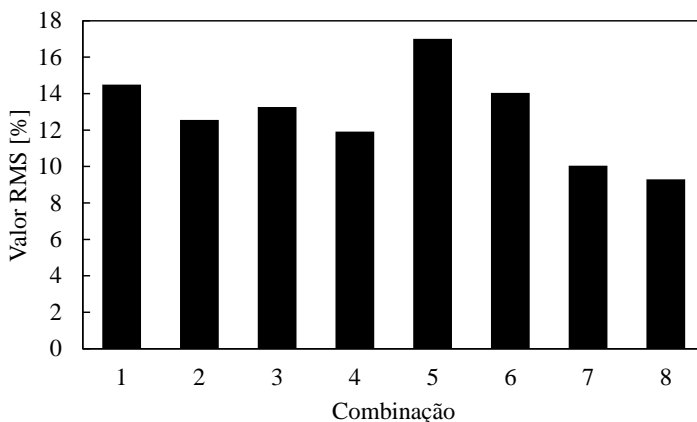


Figura 5.4 - RMS[%] para as oito combinações entre modelos propostas.

A figura anterior mostra que o modelo para o fator de atrito proposto por Chirchill tem vantagem em relação ao modelo de Moody para todos os casos. Quanto ao modelo para a viscosidade, a correlação proposta por Bittle e Weis (2002) foi a que trouxe os melhores resultados. Desta forma a combinação número 8 passa a ser a escolhida para as análises futuras.

A Figura 5.5 traz a comparação entre os resultados medidos, eixo x, e os resultados calculados, eixo y. De acordo com os resultados, o modelo descreve bem as tendências, no entanto tende a subestimar as vazões para s menores fluxos.

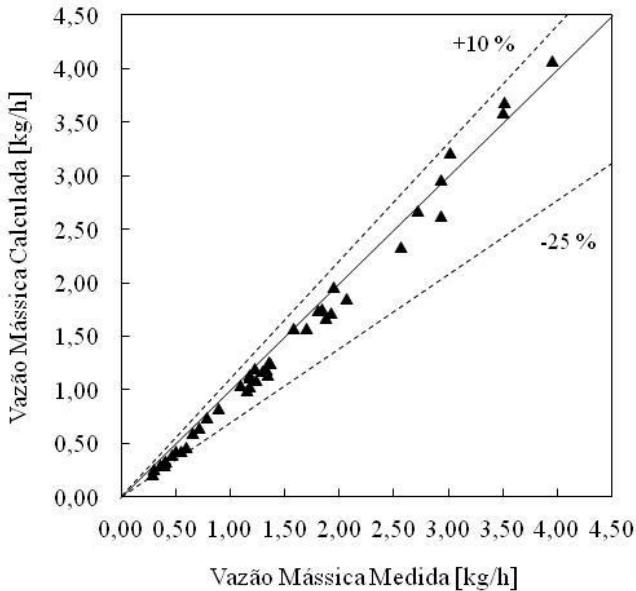


Figura 5.5 - Comparação entre a vazão mássica medida em relação a calculada através do modelo diferencial.

O apresentação da Figura 5.6, comparando o erro percentual relativo em relação a vazão mássica medida evidencia ainda mais a relação do diâmetro com a discrepância entre as vazões obtidas. Para o diâmetro de 0,531 mm, considerado convencional, o desvio observado é da ordem que comumente se encontra na literatura, $\pm 10\%$. Conforme o estudo invade diâmetros cada vez menores, há a tendência de o desvio

aumentar e de maneira sistemática, fazendo com que as previsões sejam sempre menores do que os valores observados, chegando a desvios de -25% para os diâmetros de 0,233 mm.

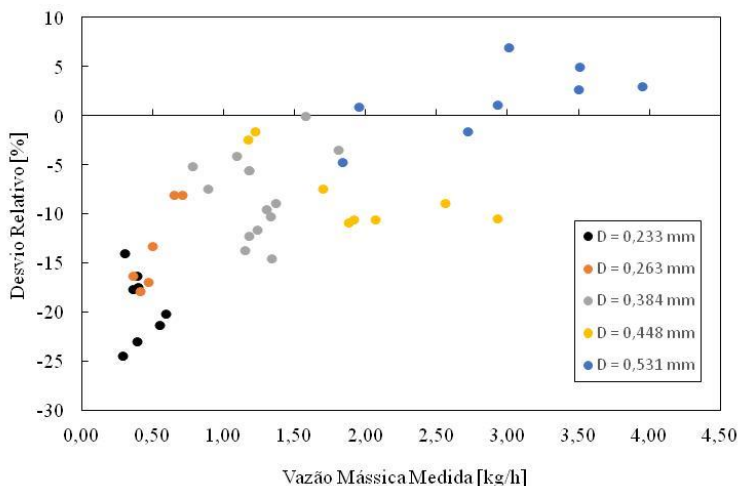


Figura 5.6 - Erro percentual relativo vs. vazão mássica: modelo diferencial.

Em relação a ordem de grandeza das incertezas de medição e dos desvios padrão, a única variável que poderia ser responsável por desvios deste tipo seria o diâmetro interno do capilar. No entanto o erro em relação a ele é simétrico e não explica o comportamento observado. Os fenômenos ao longo do escoamento do tubo capilar são complexos e a redução do diâmetro interno pode implicar na alteração em relação ao padrão de escoamento, interação entre as fases líquido e vapor e consequentemente as correlações para a viscosidade e fator de atrito já existentes não contemplariam tal escoamento.

Partindo do pressuposto de que o diâmetro interno é o fator com maior influência sobre os desvios observados, propõe-se um ajuste da correlação para o fator de atrito de Churchill, com base no diâmetro interno do capilar.

5.4.1 Ajuste do Fator de Atrito de Churchill

O fator de atrito proposto por Churchill em 1977 foi ajustado de acordo com a formulação a seguir:

$$f = \Gamma \cdot f_C \quad (5.4)$$

$$\Gamma = 1,13 - e^{-3000 \cdot d} \quad (5.5)$$

Sendo f_C o fator de atrito de Churchill e d o diâmetro interno do capilar, medido em metros. A aplicação do ajuste sobre o fator de atrito no modelo diferencial fez com que a dispersão obtida fosse simétrica e com valor RMS de 5,1 %. Todos os pontos foram previstos dentro da faixa de ± 10 %.

O modelo foi aplicado também ao banco de dados de Boabaid et al. 1994, conjunto de pontos levantados para o escoamento adiabático de HFC-134a através de capilares de diâmetros de 0,606 mm, 0,770 mm, 0,871 mm e 1,05 mm. O resultado foi um valor RMS de 5,7 % e com 91 % dos pontos na faixa de ± 10 %. A Figura 5.7 mostra o desvio percentual relativo para os dois banco de dados.

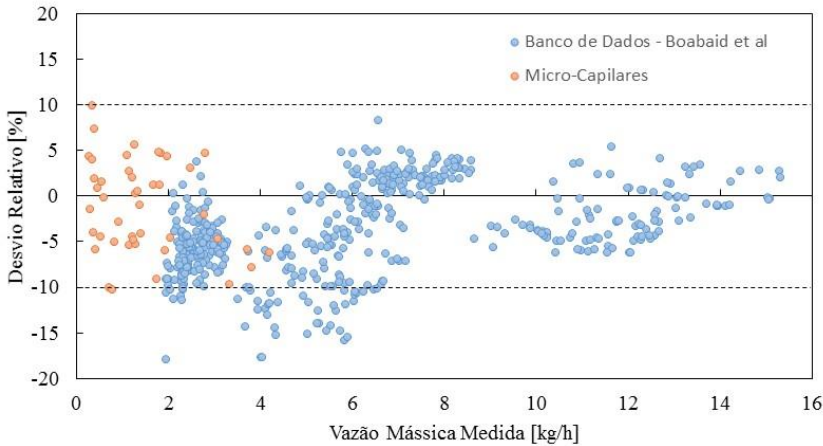


Figura 5.7 - Erro percentual relativo vs. Vazão mássica: modelo diferencial com fator de correção.

5.5 O Modelo Algébrico

Os dois modelos apresentados até aqui têm suas vantagens e desvantagens, o modelo empírico baseado no projeto estatístico dos experimentos tem um baixíssimo tempo computacional, por outro lado não vê a física por trás do polinômio ajustado e por este motivo não pode ser extrapolado. O modelo diferencial têm a capacidade de absorver variações físicas do experimento e responde bem a extrapolações das variáveis e até para alteração do fluido de trabalho, no entanto exige muito tempo computacional.

Modelos algébricos têm sido extensivamente utilizados pois captura a natureza do problema, isto é, há física relacionando as variáveis de contorno, e por ter solução direta, utilizada pouco recurso computacional, tornando-se assim uma ótima ferramenta para análise.

Como mencionado no capítulo anterior, o modelo utilizado será o proposto por Hermes et al, (2010) e o resultado da simulação aplicando um valor de $\phi = 6$ é ilustrado na Figura 5.8.

O modelo responde razoavelmente bem ao experimento, resultando num valor RMS de 9,7 % e com apenas 65 % dos pontos previstos dentro da banda de $\pm 10\%$.

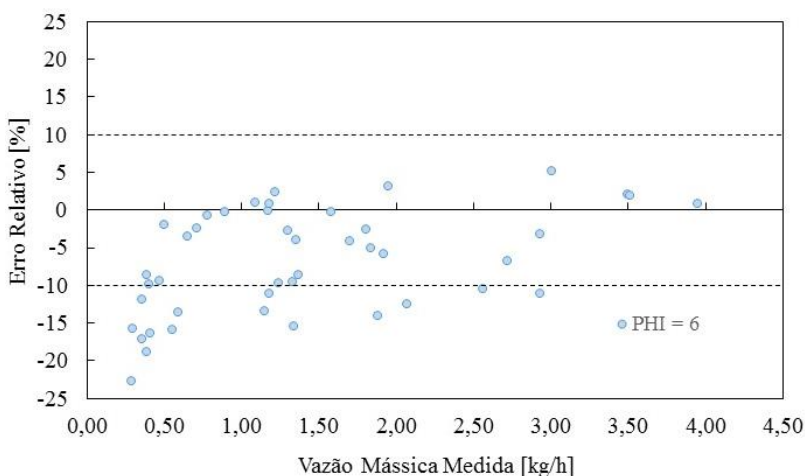


Figura 5.8 - Erro percentual relativo em vs. Vazão mássica: modelo algébrico.

O comportamento dos dados em relação ao diâmetro é semelhante ao observado no modelo diferencial, ou seja, com a redução do diâmetro há uma tendência de o modelo subestimar as vazões que se estabelecem no sistema.

No trabalho de Hermes et al. 2010, a escolha do fator $\Phi = 6$ é feita estatisticamente para cobrir a maioria dos pontos, no entanto existem regiões em que Φ pode ir de 5 a 7. Como a variável Φ está diretamente ligada ao ajuste do fator de atrito, de maneira semelhante ao ajuste feito ao fator de atrito de Churchill para o modelo diferencial, o fator Φ foi ajustado de acordo com a seguinte equação:

$$\Phi = -3,45 \cdot d^{-0,0081} \quad (5.6)$$

Onde d é o diâmetro interno do capilar em metros.

A curva relacionando o diâmetro interno do tubo capilar e o fator Φ pode ser vista na Figura 5.9. a correlação fornece valores de Φ da ordem de 7 para diâmetro de 0,2 mm de diâmetro e reduz o fator para 5,5 quando o diâmetro beira 1,2 mm.

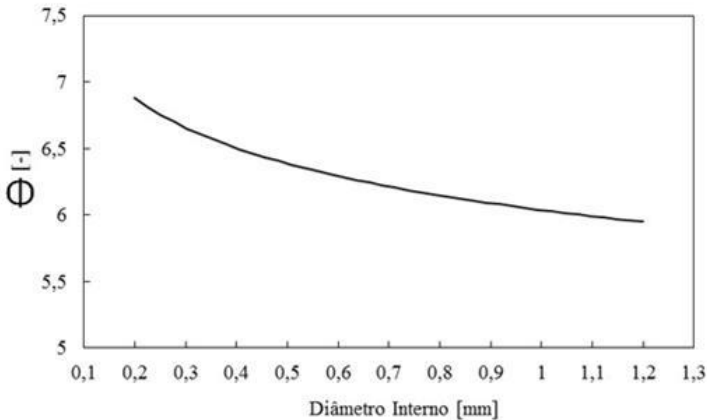


Figura 5.9 - Curva do fator Φ em função do diâmetro interno do tubo capilar.

A aplicação do ajuste proposto pela equação (5.6) faz com que os resultados tenham uma distribuição simétrica e um valor RMS de 6,2 % com 93% dos dados previstos em uma banda de erro $\pm 10\%$. A Figura 5.10 traz a distribuição dos erros relativos ao modelo algébrico ajustado.

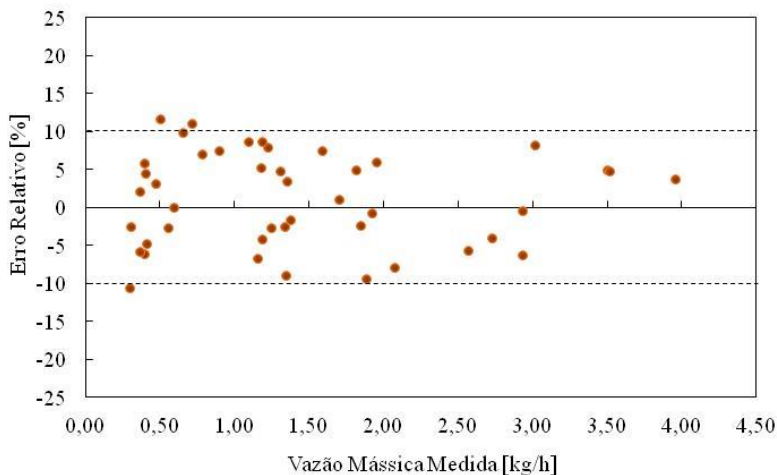


Figura 5.10: Erro percentual relativo vs. vazão mássica: modelo algébrico com fator de correção.

O banco de dados utilizado por Boabaid et al. (1994) para validar o ajuste do modelo algébrico como mostra a Figura 5.11. Foi encontrado um valor RMS de 6,5 % para os 658 pontos (44 referentes a micro capilares e 614 para capilares convencionais). 97% dos pontos foram previstos com margem de erro de $\pm 15\%$ e 91% na faixa de $\pm 10\%$.

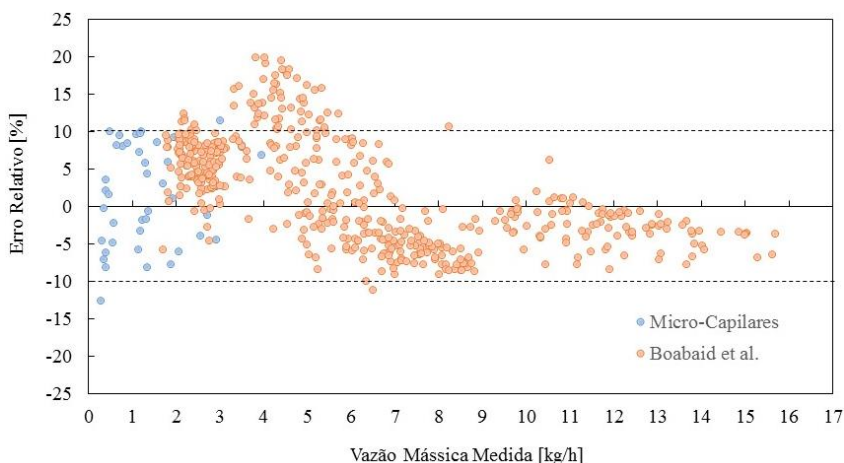


Figura 5.11 - Desvio percentual relativo vs. vazão mássica: modelo algébrico com fator de correção.

5.6 Resumo: Modelos Matemáticos

O presente capítulo apresentou uma base de dados experimentais para o escoamento de HFC-134a em micro-tubos capilares adiabáticos. A base de dados foi analisada através de um planejamento fatorial, que indicou o diâmetro como o parâmetro com maior efeito sobre a vazão mássica. Os dados experimentais foram empregados para derivar uma correlação empírica adimensional. Tanto o modelo diferencial quanto o modelo algébrico tenderam a subestimar as vazões conforme menores diâmetros foram avaliados. Ajustes ao fator de atrito de Churchill e no fator \emptyset , para o modelo diferencial e algébrico respectivamente, foram propostos. Tanto a correlação empírica como os modelos matemáticos ajustados foram validados contra os 44 pontos experimentais, apresentando cerca de 95 % dos pontos dentro da faixa de $\pm 10\%$ de erro. A Tabela 5.5 compara as principais características dos modelos propostos para calcular a vazão mássica de HFC-134a através de micro tubos capilares adiabáticos.

Tabela 5.5: Resumo dos modelos analisados.

Modelo	Discretizado	Tempo Computacional	Permite Extrapolação	RMS %
Empírico	Não	Baixo	Não	6
Diferencial	Sim	Alto	Sim	5,1
Algébrico	Não	Baixo	Sim	6,2

5.7 Escoamento Bifásico na Entrada do Dispositivo de Expansão

Como apresentado na introdução deste trabalho, o projeto de sistemas de refrigeração busca atender as condições normalizadas de resfriamento minimizando o consumo de energia. O projeto baseado nesse princípio deixa o sistema nominalmente com um pequeno sub-resfriamento que garante a presença de líquido na entrada do dispositivo de expansão. Na prática quanto menor esta frente de líquido, melhor o consumo de energia, no entanto, quanto menor o sub-resfriamento, mais sensível o sistema fica a desequilíbrios (alteração das condições ambientes ou carga térmica) que fazem com que vapor chegue ao capilar, como mostrado por Boeng, 2012.

Com o objetivo de verificar a influência da entrada de vapor em micro-tubos capilares, duas condições extremas da aplicação de meso-sistemas foram selecionadas, uma LBP e outra em HBP.

A Figura 5.12 mostra o perfil de vazões vs. tempo obtidas ao longo de diferentes condições de entrada através de um capilar de 0.45 mm de diâmetro interno, 1 m de comprimento e sobre uma pressão de condensação de 19 bar (temperatura de condensação de 65°C), caracterizando uma importante condição de trabalho para meso-sistemas operando em HPB.

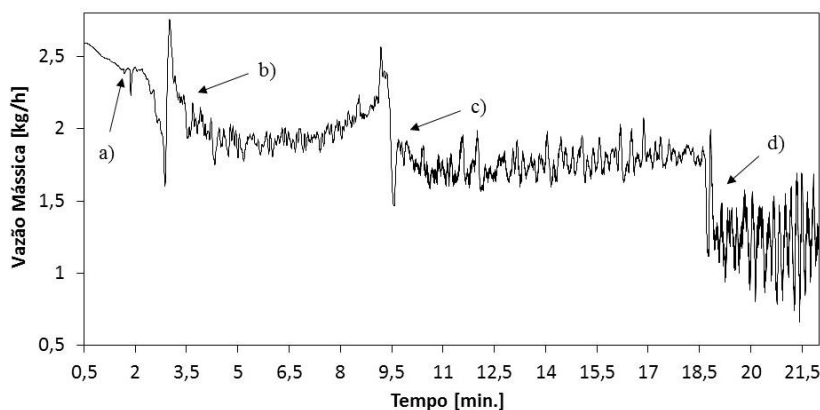


Figure 5.12 - Perfil de vazão mássica ao longo do tempo para diferentes condições de entrada.

Este experimento foi filmado por uma câmera de alta velocidade e os respectivos padrões do escoamento referente a cada seção do teste estão representados nas Figuras 5.13 a 5.16 e são discutidas em detalhe a seguir.

No início do teste o sistema se encontra em regime permanente, com aproximadamente 5°C de sub-resfriamento e uma vazão mássica de $2,6 \text{ kg/h}$. A medida que o pré-aquecedor fornece calor para o sistema o sub-resfriamento passa a cair, consequentemente fazendo com que a vazão mássica através do capilar também diminua.

Com o sub-resfriamento por volta de 2°C o escoamento começa a apresentar uma névoa, referente a marcação “a” na Figura 5.12 e que pode ser vista na Figura 5.13 que separa *frames* ao longo do tempo. Simultaneamente ao surgimento deste regime a vazão passa a sofrer pequenas oscilações.

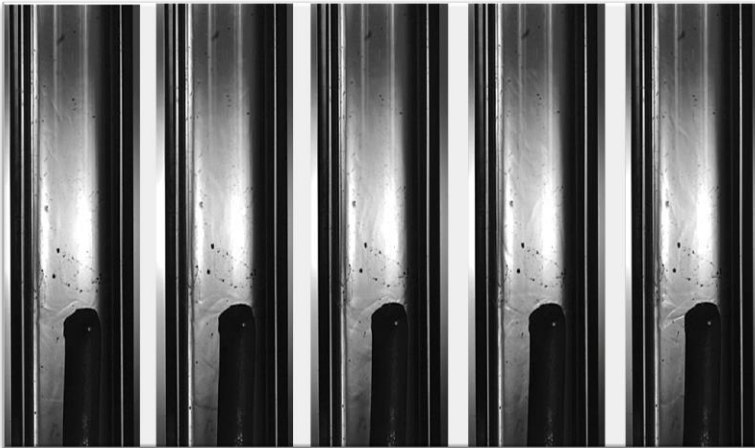


Figura 5.13 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “a”) da Figura 5.12.

Com o prosseguimento do experimento, com o sub-resfriamento medido por volta de 1°C ocorre o surgimento de algumas bolhas, tendo como reflexo no sistema a oscilação com maior amplitude da vazão.

Em “b)”) o sistema passa a operar com título por volta de $0,7 \%$, levando a vazão mássica de um nível de $2,4 \text{ kg/h}$ para uma média de $2,0 \text{ kg/h}$ com elevada dispersão. O padrão do escoamento observado nesse

período é de formação frenética de pequenas bolhas, cuja maioria é implodida antes de chegar no capilar, como pode ser visto na Figura 5.14, a seguir.

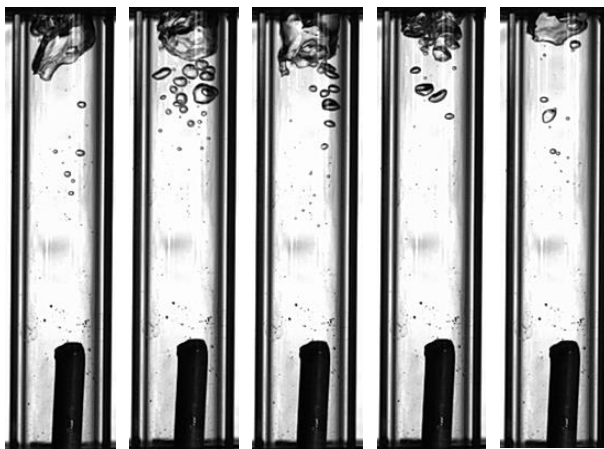


Figura 5.14 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “b)” da Figura 5.12.

No tempo “c)” o pré-aquecedor passa a fornecer ainda mais calor para a tubulação, levando o sistema a operar com o título por volta de 1,3%. O padrão do escoamento nessa condição é de uma membrana de líquido que se forma antes da entrada do capilar e que frequentemente é rompida devido a golfadas de vapor e turbilhões, vide Figura 5.15.

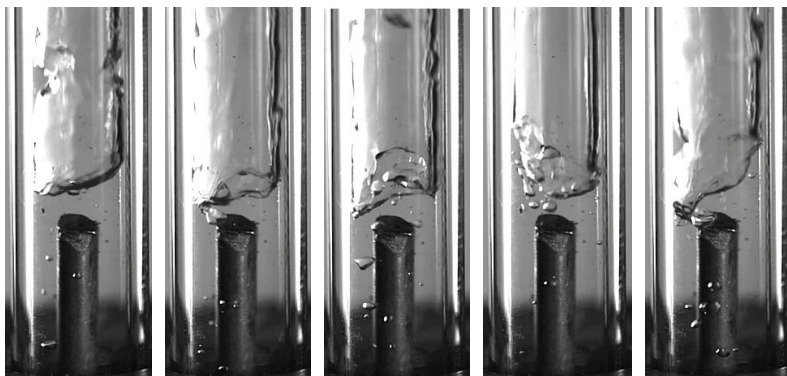


Figura 5.15 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “c)” da Figura 5.12.

A consequência da maior porção de vapor entrando no capilar é similar a vista anteriormente, com redução do nível de vazão mássica e aumento na dispersão da mesma. Com o título de 1,3 % a vazão passa para uma faixa de 1,7 kg/h, ou seja, uma redução e aproximadamente 30% na vazão fornecida ao evaporador.

O último estágio do experimento leva o título a 2,0%. Nessa condição o volume do visor já passa a estar repleto de vapor e o escoamento de líquido se dá de maneira anular, pelas paredes. O regime aqui encontrado faz com que a entrada do capilar seja a fronteira entre a interface líquida e vapor, com pode ser visto na Figura 5.16. Nesta condição o sistema opera com vazões da ordem de 1,2 kg/h, cerca de 50% menor que vazão obtida com a entrada de líquido no dispositivo, e a dispersão chega a $\pm 25\%$ da vazão média.

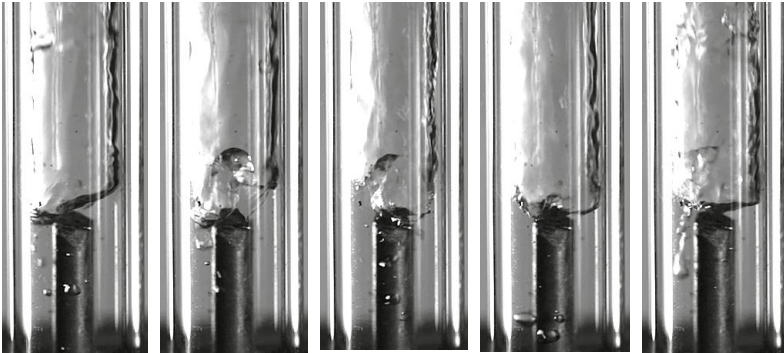


Figura 5.16 - Padrão do escoamento na entrada do tubo capilar referente a marcação “b)” da Figura 5.12.

Os testes não puderam avançar além deste limite devido a limitações de controlabilidade da bancada de testes que passou a perder o controle sobre a variável Pe , a pressão de entrada no tubo capilar.

A Figura 5.17 mostra o perfil da temperatura de condensação e de evaporação ao longo do teste. Como pode ser visto, à medida que mais vapor entra no dispositivo de expansão, menor a temperatura no evaporador, o que é equivalente a aumentar a restrição do capilar.

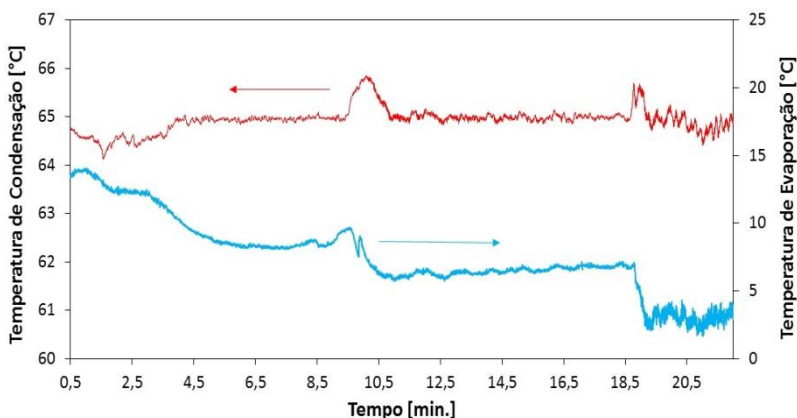


Figura 5.17 - Temperatura de condensação e temperatura de evaporação ao longo do procedimento considerando a entrada de vapor no dispositivo de expansão.

A Figura 5.18 mostra o experimento em um diagrama de vazão vs. entalpia.

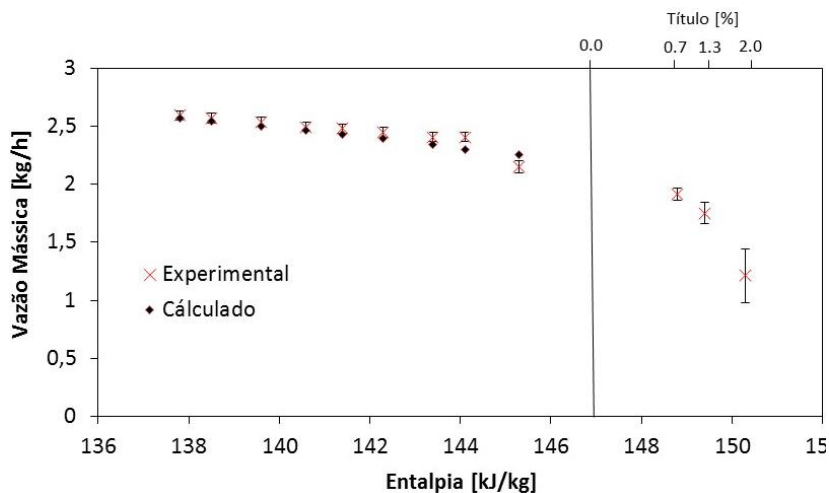


Figura 5.18 - Vazão mássica de refrigerante x entalpia na entrada do tubo capilat. Condição HBP.

Pode ser visto que a vazão mássica decai quase que linearmente com o aumento do sub-resfriamento. Logo antes da saturação pequenas bolhas passam a ser ingeridas pelo tubo capilar, fazendo com que o nível de vazão mássica se afaste do decaimento linear e aumentando a discrepância em relação as previsões do modelo numérico. A medida que mais vapor entra no dispositivo de expansão a queda de vazão se torna mais acentuada e a dispersão nos dados se torna mais evidente.

Um teste semelhante foi realizado para outra aplicação típica de meso-sistemas, aplicada com o capilar de 0.233 mm de diâmetro interno, 1 m de comprimento e sobre a pressão de 11,7 bar (temperatura de condensação de 45°C), caracterizando um típica LBP.

A Figura 5.19 mostra o perfil de vazões ao longo do teste. Partindo de um sub-resfriamento de 5 °C, enquanto na região de líquido o aumento da entalpia leva a redução aproximadamente linear da vazão mássica. Por volta de 3°C o escoamento começou a apresentar as primeiras bolhas, baixando a vazão, o que conduziu para um rápido transiente para a região bifásica. Os regimes de 0,2 %, 0,5 % e 0,7 % foram alcançados, baixando agressivamente o nível da vazão mássica através do micro-capilar e aumentando a sua dispersão.

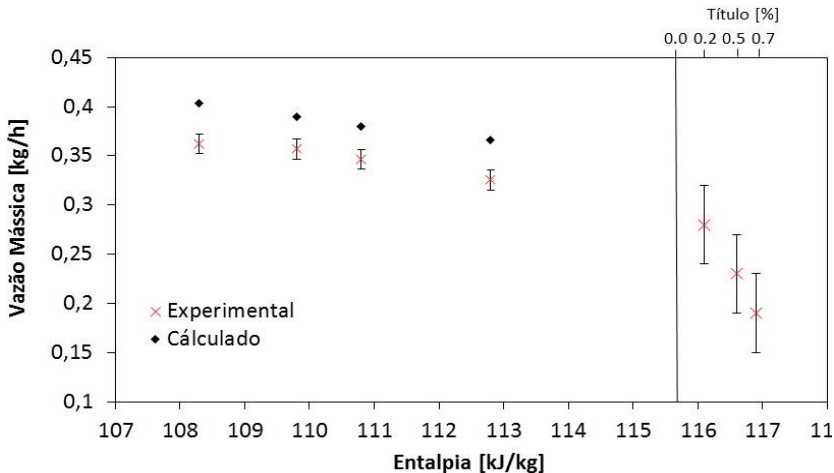


Figura 5.19 - Vazão mássica de refrigerante x entalpia na entrada do tubo capilar. Condição LBP.

Os padrões de escoamento deste experimento podem ser vistos nas Figuras 5.20 a 5.23. Com o título de 0,2% o nível de líquido se estabiliza bem acima da entrada do tubo capilar, como pode ser observado na Figura 5.20. A princípio poderia se arriscar afirmar que o capilar está ingerindo apenas líquido, não fosse pelo considerável aumento na flutuação da variável vazão mássica. Um zoom na região da entrada do tubo capilar, juntamente com o ajuste da iluminação possibilitam a visualização do escoamento em névoa na entrada do capilar, Figura 5.21.

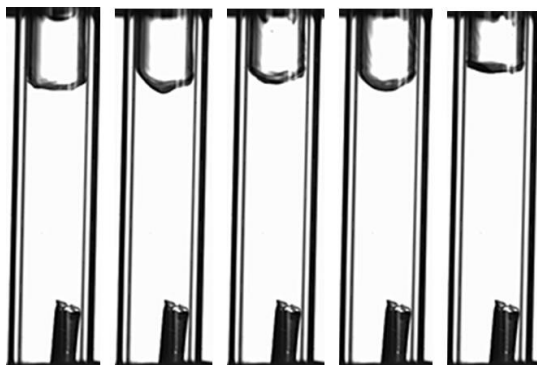


Figura 5.20 - Padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão correspondente ao título de 0,2% na Figura 5.19.

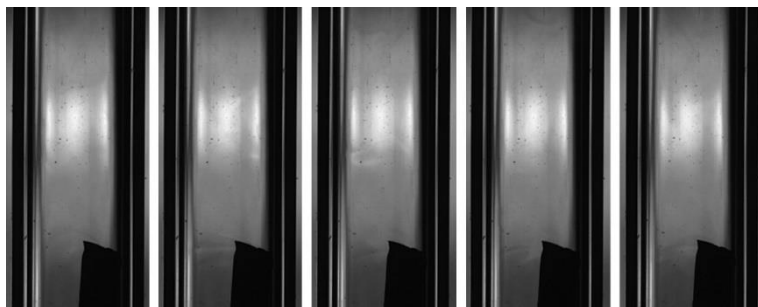


Figura 5.21 - Detalhe do escoamento na entrada do tubo capilar.

Aumentando a quantidade de calor fornecida ao pré-aquecedor, o sistema alcançou um título de 0,5 %, o que origina uma queda na vazão que passa da ordem de 0,3 kg/h para 0,23 kg/h, ou seja, uma redução de 23%. O escoamento é caracterizado por um regime em que uma pequena

membrana de líquido se estabelece na entrada do capilar e intermitentemente alterada para o padrão de turbilhão de vapor, como pode ser visto na Figura 5.22.

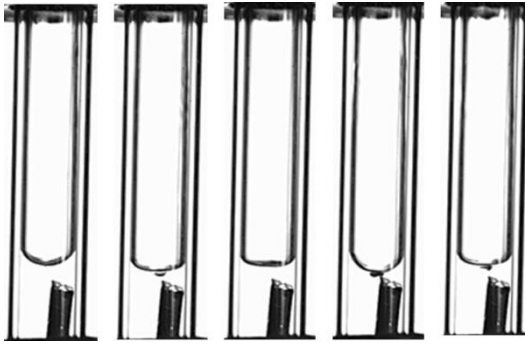


Figura 5.22 - Padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão correspondente ao título de 0,5% na Figura 5.19.

O título limite para este experiment foi de 0,7% antes de a bancada perder o controle sobre as variáveis de contorno. Como pode ser visto na Figura 5.23, a fronteira de líquido fica rente a entrada do capilar e sofre pequenas alteração ao longo do tempo. Nessa condição a vazão atinge o valor médio de 0,19 kg/h, cerca de 37% menor que antes do regime bifásico na entrada do tubo capilar.

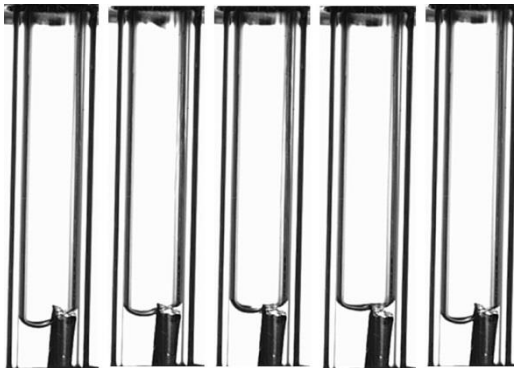


Figura 5.23 - Padrão do escoamento na entrada do dispositivo de expansão correspondente ao título de 0,7% na Figura 5.19.

Uma maneira de comparar o efeito da ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão tipo tubo capilar e que serve como ajuste para o cálculo da vazão fornecida sob tais condições é o cálculo de um diâmetro equivalente para o tubo capilar que forneça a mesma vazão que o escoamento com determinado título na entrada do tubo.

A tabela 5.6 mostra como que o título na entrada do dispositivo de expansão pode ser convertido em uma redução hipotética do diâmetro interno do tubo para as duas condições estudadas. As reduções percentuais são calculadas supondo o escoamento com sub-resfriamento de 1°C e em relação ao diâmetro real do tubo.

Tabela 5.6 – Cálculo do Diâmetro de capilar equivalente.

HBP Sub=1°C				LBP Sub=1°C			
Diâmetro [mm]	Vazão [kg/h]	Título [%]	Redução do diâmetro[%]	Diâmetro [mm]	Vazão [kg/h]	Título [%]	Redução do diâmetro[%]
0,448*	2,26	-	-	0,233*	0,362	-	-
0,43	2,01	0,7	4	0,21	0,28	0,2	10
0,4	1,72	1,3	12	0,193	0,23	0,5	17
0,345	1,21	2	23	0,18	0,19	0,7	23

* diâmetro real do tubo.

A Figura 5.24, a seguir, correlaciona o título na entrada do capilar com a redução equivalente no diâmetro interno do tubo para as duas condições estudadas. A inclinação das curvas sugere que para maiores restrições o título afeta de maneira mais intensa a vazão mássica, se refletindo em uma maior redução no diâmetro interno equivalente ao tubo capilar.

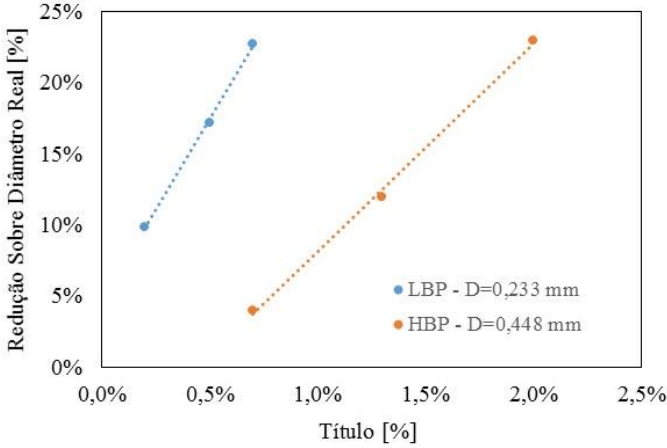


Figura 5.24 - Relação entre o título na entrada do capilar e a redução percentual equivalente em relação ao diâmetro real do tubo capilar.

Supondo a relação entre o título e a redução percentual sobre o diâmetro real linear para pequenos títulos e assumindo que o a transição entre as curvas de diâmetro constante também podem ser simplificadas com um comportamento linear para a faixa estudada, é possível gerar uma correlação que estima o diâmetro equivalente que deve ser utilizado para projeto supondo um determinado título na entrada do tubo. Tal relação é apresentada a seguir:

$$Y = K \cdot x + J \quad (5.7)$$

$$K = -51,2 \cdot D_{real} + 37,57 \quad (5.8)$$

$$J = -0,52 \cdot D_{real} + 0,17 \quad (5.9)$$

$$D_{eq} = D_{real} \cdot (1 - Y) \quad (5.10)$$

Onde, x é o título estimado na entrada do dispositivo de expansão, D_{real} o diâmetro interno real do tubo capilar, expresso em milímetros [mm] e D_{eq} é o diâmetro equivalente obtido. O cálculo da vazão mássica deve ser feito considerando o sub-resfriamento fixo em 1°C.

De modo geral, fica evidente que para a aplicação de micro-capilares em meso sistemas de refrigeração a ingestão de pequenas porções de vapor pelo dispositivo de expansão é crítica, levando a reduções significativas na vazão mássica e consequentemente na capacidade de refrigeração do sistema.

Outro ponto muito importante atualmente e que tem total relação com a ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão é referente aos diferentes ruídos associados ao escoamento de refrigerante, chamados de ruído de expansão. O comportamento acústico de sistema de refrigeração é muito influenciado pelo padrão de escoamento na entrada do tubo capilar. Quanto maior a oscilação no padrão de escoamento, maior será a oscilação que o evaporador estará sujeito. Sendo o evaporador um bom irradiador sonoro, o ruído gerado devido ao escoamento bifásico fornecido pelo capilar pode se tornar audível de fora do sistema, Hartmann et al. (2013). De acordo com o autor, o mal dimensionamento do dispositivo de expansão tipo tubo capilar pode levar o sistema a trabalhar em regime cíclico, em que periodicamente vapor é ingerido pelo capilar. O presente trabalho vem contribuir tornando mais tangível a relação da ingestão de bolhas e sua consequente alteração de capacidade (vazão) e flutuação de vazão, provavelmente com relação direta à ruídos de expansão.

5.8 - Resumo – Ingestão de Vapor pelo Tubo Capilar

O estudo mostrou que o sistema sofre forte influência devido a ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão. Para todas as condições a presença de mínimas porções de vapor já eram percebidas devido ao aumento na dispersão da vazão mássica medida. Com o aumento da fração de vapor ingerida pelo capilar os níveis de vazão caem cada vez mais acentuadamente.

Foi observado que para capilares com maiores restrições o efeito da ingestão de vapor passa a ser mais agressivo. Uma correlação relacionando o título estimado na entrada do tubo capilar, o diâmetro real do tubo e o diâmetro equivalente do tubo capilar foi proposta afim de auxiliar no projeto de sistemas.

PARTE II: CAPILARES PULSANTES

6 TRABALHO EXPERIMENTAL

Para dar prosseguimento ao estudo proposto, o aparato experimental sofreu algumas alterações para permitir a análise experimental do escoamento de HFC-134a através de tubos capilares pulsantes.

As variáveis operacionais (pressão de condensação, fração de abertura, período de acionamento) e geométricas (diâmetro interno do capilar, volume da câmara intermediária e C_v da válvula) foram variadas dentro da faixa de aplicação de micro-compressores, tanto para LBP (low back pressure), MBP (medium back pressure) e HBP (high back pressure). Assim como na primeira parte deste trabalho, os experimentos foram planejados com base na teoria estatística de Projeto Fatorial com o objetivo de reduzir o número de ensaios realizados para a avaliação dos principais efeitos e suas combinações sobre a variável de interesse, a vazão mássica.

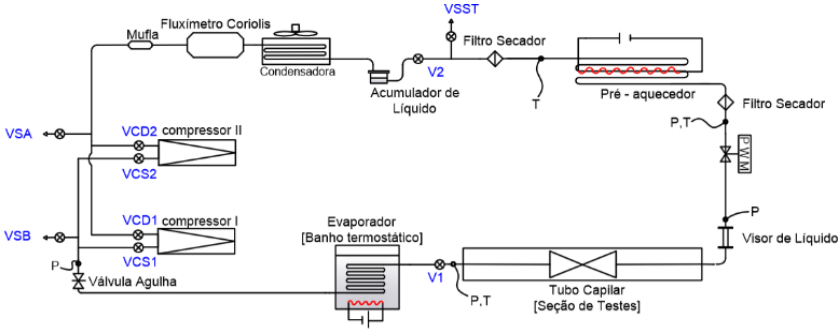
6.1 Aparato Experimental

Com exceção da seção de teste, todos os demais componentes e técnicas de controle se mantiveram iguais aos apresentados no capítulo 3. A nova seção de teste será apresentada em detalhes a seguir.

6.1.1 Seção de Testes

Os elementos do subsistema de refrigeração e da seção de teste para a aplicação de dispositivos de expansão tipo PWM são ilustrados

no esquema da Figura 6.1. A figura representa a disposição entre os componentes no aparato experimental.



Legenda	
V1	Válvula
V2	Válvula
VCS1	Válvula na sucção do compressor 1
VCD1	Válvula na descarga do compressor 1
VCS2	Válvula na sucção do compressor 2
VCD2	Válvula na descarga do compressor 2
VSA	Válvula de serviço de Alta
VSB	Válvula de serviço de Baixa
VSST	Válvula de serviço da seção de testes

Figura 6.1: esquema da bancada experimental para o estudo de dispositivos de expansão PWM.

Após o pré-aquecedor, instalou-se uma válvula solenoide, e uma câmara intermediária em série com um tubo capilar. A união destes três componentes projetadas adequadamente atende a diferentes condições de projeto para capacidade variável. Logo após a saída da válvula PWM um transdutor de pressão diferencial monitora a pressão no interior do volume. O mesmo volume foi também projetado em vidro para que fosse possível visualizar e filmar o escoamento transiente em seu interior. A seção de testes pode ser vista em detalhe na Figura 6.2 e seus componentes são descritos em seguida.

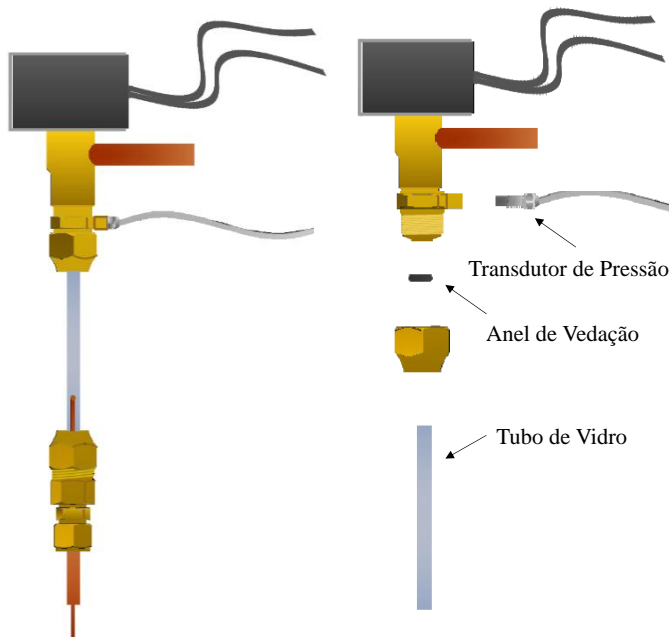


Figura 6.2 - Seção de testes em detalhe.

O fluxímetro foi o único componente que precisou ser alterado, sendo deslocado para a descarga do compressor. Como havia sido mostrado no Capítulo 3, com o tipo de compressor empregado o posicionamento do transdutor de vazão na tubulação de descarga deixava o sinal da vazão extremamente disperso. O problema foi amenizado com a inclusão de um volume atenuador (mufla) logo na entrada do fluxímetro. Em regime permanente o desvio padrão médio da vazão passou a ser da ordem de $\pm 0,02$ kg/h, duas vezes maior que a incerteza de medição do fluxímetro.

6.1.2 Volume Intermediário

O volume intermediário é uma das variáveis que serão abordadas pelo projeto fatorial e por este motivo deve haver muito cuidado com o dimensionamento e projeto do sistema de acoplamento deste elemento com os demais do sistema para evitar volumes extras ao longo das conexões. O volume em cobre, utilizado durante o projeto dos experimentos, e o em vidro, utilizado durante as filmagens, foram

projetados para minimizar as diferenças entre os dois casos. Os volumes podem ser vistos na Figura 6.3, a seguir.



Figura 6.3 - Volume intermediário de cobre e em vidro.

6.1.3 Transdutor de Pressão Diferencial

Na câmara intermediária foi utilizado um transdutor de pressão diferencial piezo-resistivo da Endevco, modelo 8530B-500, com taxa de amostragem necessária para computar a variação da pressão no interior do volume.



Figura 6.4 - Transdutor de pressão diferencial utilizado no interior do volume intermediário.

6.1.5 Válvula Solenoide

O modelo que será apresentado no capítulo 7 foi utilizado para estimar o C da válvula para se encaixar em um projeto dos experimentos. Tais restrições são raras no mercado neste momento, sendo um dos principais fabricantes a entrar nesta corrida a americana The Lee Company. A válvula solenoide “EXTENDED PERFORMANCE

SOLENOID VALVE”, ilustrada na Figura 6.5, atende os níveis de pressão e de vazão exigidos. Além disso a válvula consome 0,5 W, 20 vezes menos que as solenoides convencionais, possui um baixo nível de ruído e dissipa pouco calor.



Figura 6.5: Válvula solenoide da The Lee Company.

No entanto, existe apenas um modelo comercialmente disponível, o que significa um único C_v e impede o estudo fatorial. Por este motivo optou-se por trabalhar com duas válvulas da Parker, com C maior e menor que a válvula da The Lee Co. e utilizar esta última apenas em testes adicionais.

As válvulas Parker, não apresentam o C_v requerido, por este motivo elas foram adaptadas a fornecer o coeficiente de vazão necessário para o estudo em questão. Como mostra o esquema da Figura 6.6, a válvula pode ser desmontada e foi inserido um elemento contendo um trecho de tubo capilar logo em sua saída. Desta forma o orifício da válvula foi reduzido (sem a geração de volume intermediário entre o orifício original e o capilar). Como a válvula adaptada não tem um orifício propriamente dito, o termo C_v deixou de ser utilizado e passou-se a utilizar o termo Fator de Vazão, K_{CV} , correspondente a associação entre o C_v e a característica geométrica imposta pelo capilar.

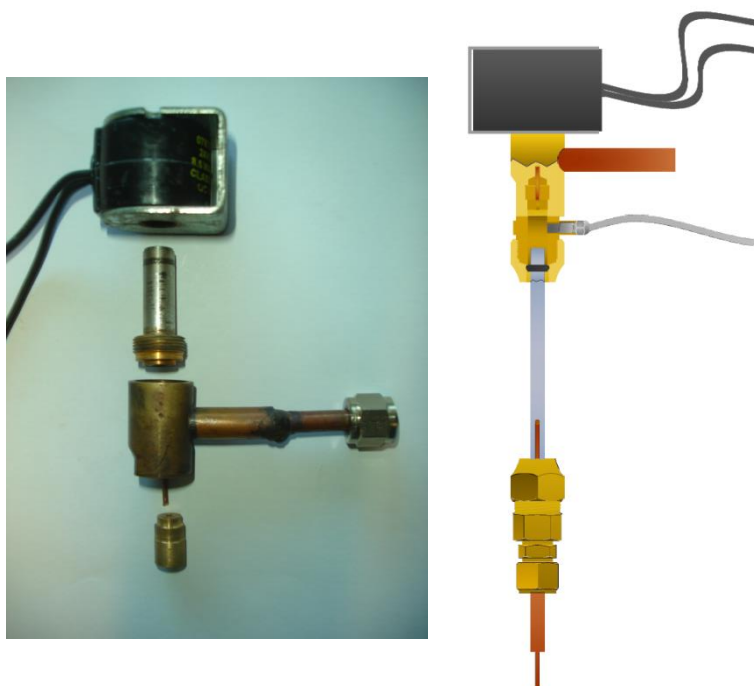


Figura 6.6: Foto da válvula solenoide desmontada para o ajuste de seu coeficiente de vazão e um esquema da montagem final da válvula na seção de testes.

6.2 Procedimento Operacional e Identificação do Regime Permanente

Tanto o procedimento operacional quanto a metodologia utilizada para identificar o regime permanente são as mesmas apresentadas no capítulo 3, referentes ao trabalho com capilares adiabáticos.

6.2.1 Acionamento PWM

As válvulas PWM foram acionadas através de uma bobina elétrica de 8,5 W de potência que possibilita a movimentação do obturador (elemento de controle). Como resultado, a válvula pode então assumir duas posições distintas; ou totalmente aberta ou totalmente fechada dentro de um intervalo de tempo pré-definido. Um controlador

da Eurotherm 2216e foi utilizado para enviar o sinal em onda quadrada a válvula.

6.3 Planejamento dos Experimentos

A aplicação de dispositivos de expansão tipo PWM é relativamente nova e o objetivo deste estudo é trazer mais conhecimento a respeito desta técnica. Para isto será utilizada a metodologia de projeto fatorial para minimizar o número de testes e compreender o efeito combinados das principais variáveis de interesse sobre a vazão mássica fornecida ao evaporador.

6.3.1 Matriz dos Experimentos e Cálculo de Efeitos

Os experimentos foram planejados com base na carta de operação de microcompressores aplicados tanto para HBP, MBP ou LBP. A Tabela 6.1 mostra os níveis escolhidos para cada variável independente, onde os símbolos (-), (+/-) e (+) representam respectivamente o nível inferior, intermediário e superior de cada fator.

Tabela 6.1 – Fatores do experimento com dispositivo de expansão PWM.

Fatores	Níveis		
	-	+/-	+
DC – Fração de Abertura [%]	10	50	90
τ – Período de Abertura [s]	1	-	4
Pc – Pressão de Condensação [bar]	9	-	16
D - Diâmetro Interno do Capilar[mm]	0,45	-	0,51
K_{CV} – Fator de vazão [-]	2,7e-8	-	7,1e-8
V – Volume da Câmara [ml]	1	-	2

De acordo com o modelo matemático desenvolvido e com referência ao trabalho de Ronzoni et al. (2011), escolheu-se seis variáveis independentes para o estudo em questão: o volume da câmara intermediária, o coeficiente de vazão da válvula solenoide, o diâmetro interno do capilar, a pressão de condensação, o período de abertura da válvula e a fração de abertura do dispositivo, tradicionalmente tratada pela sigla em inglês DC (*Duty Cycle*). Este último fator foi avaliado com

três níveis por se tratar de uma variável não linear e com forte influência sobre a variável dependente, a vazão de HFC-134a.

Os volumes das câmaras foram selecionados de forma a permitir a controlabilidade do dispositivo. Os fatores de vazão foram escolhidos de forma a suprir vazões da ordem de grandezanecessárias à meso-sistemas.

O tubo capilar foi mantido com um metro de comprimento e foram evitados capilares muito pequenos. Um diâmetro foi o maior dos micro capilares, com 0,45 mm e o segundo com 0,51 mm.

O limite superior da pressão de condensação teve de ser baixada devido a características da bancada, que não permitia o controle adequado da vazão mássica para determinadas condições quando a temperatura de condensação era de 65°C.

As duas variáveis operacionais da válvula PWM, a fração de abertura cobrindo toda a faixa de operação e o período de abertura com períodos convencionalmente utilizados em sistemas de refrigeração fecham o grupo de fatores estudados.

A pressão na saída do tubo capilar, assim como na primeira parte deste trabalho, não foi considerada como variável relevante e os testes foram configurados de forma a manter o escoamento bloqueado na saída do tubo capilar. Neste trabalho o sub-resfriamento foi mantido em 5°C.

A combinação entre todos os fatores nos seus diferentes níveis gerou 96 experimentos, aos quais foram adicionados 12 experimentos utilizando outro fator de vazão. Os experimentos resultantes são apresentados nas tabelas 8.1 e 8.2, co capítulo 8.

Os efeitos principais e combinados foram calculados com o auxílio da matriz de contraste, que indica o nível de cada fator em um determinado teste. O uso dessa matriz permite que os resultados de todos os experimentos sejam utilizados durante o cálculo do efeito de uma variável, de forma que as interações entre os fatores também possam ser captadas.

6.4 Correlação Empírica Para a Vazão Mássica

Os dados experimentais foram regredidos através da técnica dos mínimos quadrados levando em consideração os termos simples e combinados de maior efeito, dando origem a uma equação onde a vazão mássica é a variável dependente.

6.5 Resumo do Capítulo

O aparato experimental descrito no capítulo três sofreu algumas alterações afim de possibilitar o estudo da expansão de HFC-134a através do conjunto de expansão PWM. O dispositivo de expansão PWM é constituído de três elementos básicos: uma válvula solenoide, um tubo capilar e um volume intermediário que conecta os dois elementos anteriores. Cada um destes elementos, além de condições de operação foram abordados pelo projeto dos experimentos e um total de 96 testes foram planejados.

Com o resultado experimental serão regredidas expressões para a previsão do nível médio da pressão na câmara intermediária e para a vazão mássica fornecida.

7 MODELAMENTO MATEMÁTICO

7.1 Introdução

O dispositivo de expansão variável deve ser bem dimensionado para atender as necessidades do sistema. Para auxiliar no projeto de sistemas de refrigeração, utilizaremos o modelo proposto por Ronzoni (2011)

O modelo simula o escoamento de refrigerante puro através da associação em série de um tubo capilar com uma válvula de expansão controlada por uma onda quadrada do tipo PWM. Para tanto, o problema foi dividido em três domínios: modelo da válvula, modelo do tubo capilar e modelo da câmara intermediária.

7.2 Modelo da Válvula

A vazão mássica através de um orifício (Figura 7.1) pode ser correlacionada com o diferencial de pressão a montante e a jusante do ponto de restrição através das equações da conservação da massa e de Bernoulli. Fatores de correção de natureza empírica são geralmente necessários para se obter a vazão real do escoamento (Fox e McDonald, 2006).

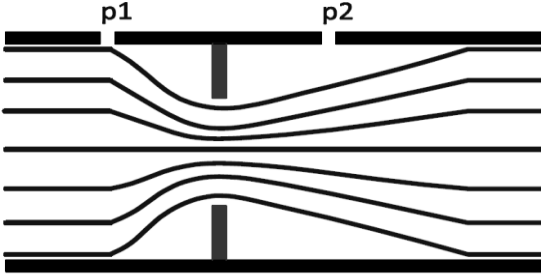


Figura 7.1 - Escoamento através de um orifício

A vazão mássica através de uma válvula de expansão pode então ser obtida através da equação a seguir:

$$m_{ev} = A_o C_v \sqrt{2 \frac{(p_{en} - p_c)}{v_{en}}} \quad (7.1)$$

onde A_o é a área total de passagem, C é um fator de correção conhecido como *Coeficiente de Vazão*, p_{en} é a pressão a montante do orifício (pressão de condensação), p_c é a pressão a jusante do orifício (pressão da câmara intermediária) e por fim, v_{en} é o volume específico do fluido refrigerante na entrada da válvula. Neste trabalho será utilizado a constante Kcv , que nada mais é o produto entre o A_o e C .

Entretanto, ao utilizarmos uma válvula PWM, o escoamento torna-se intrinsecamente pulsante em virtude do sinal em onda quadrada imposto ao dispositivo de expansão. Dessa forma, utiliza-se o parâmetro fração de abertura, DC , para determinar o instante de tempo em que a válvula está aberta. Sendo assim, para $Kcv = 0$, a vazão mássica através do dispositivo é nula, pois a válvula encontra-se fechada. Por outro lado, durante o intervalo de tempo em que a válvula permanece aberta, tem-se então $Kcv = Kcv_{ev}$, e a vazão mássica pode ser calculada como segue:

$$m_{ev} = Kcv_{ev} \sqrt{2 \frac{(p_{en} - p_c)}{v_{en}}} \quad (7.2)$$

Dessa forma, a partir de uma geometria específica (K_{cv}), e conhecendo as condições do escoamento na entrada da válvula e na câmara intermediária, torna-se possível calcular a vazão mássica para qualquer fração de abertura.

7.3 Modelo do Tubo Capilar

O modelo utilizado para o escoamento de HFC-134a através do capilar adiabático foi o modelo algébrico, apresentado no capítulo 4, seção 4.5.

7.4 Modelo da Câmara Intermediária

A câmara intermediária ilustrada na Figura 7.2 nada mais é do que um volume conectando a saída da válvula solenóide à entrada do tubo capilar.

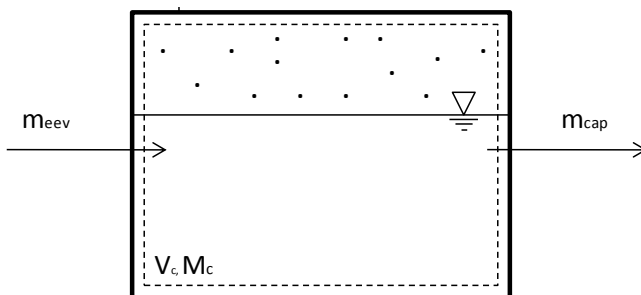


Figura 7.2 - Volume de controle para a câmara intermediária

A câmara funciona como um reservatório para o fluido proveniente da válvula de expansão (m_{ev}). Quanto maior o aporte de fluido na câmara intermediária, maior será o valor médio da pressão no seu interior. Dessa forma, a pressão intermediária (p_i) atua como uma variável de acoplamento entre as vazões mássicas através da válvula e do tubo capilar. As equações de conservação da massa e energia em regime transiente são utilizadas para modelar a câmara intermediária.

$$\frac{dM_c}{dt} = m_{ev} - m_{cap} \quad (7.3)$$

$$\frac{dU_c}{dt} = (m_{eev} - m_{cap})h \quad (7.4)$$

onde M_c e U_c são a massa e a energia interna do refrigerante no interior da câmara intermediária. Assumindo o refrigerante como saturado na saída da válvula, e que o escoamento bifásico é homogêneo, U_c pode ser escrito como:

$$U_c = M_c u_c = M_c [u_v x_c + u_l (1 - x_c)] \quad (7.5)$$

Onde u_v e u_l representam a energia interna específica do vapor e do líquido saturado na pressão intermediária e x_c o título do fluido refrigerante no interior da câmara.

Para o escoamento homogêneo, o volume específico da mistura bifásica pode ser escrito como:

$$v_c = v_v x_c + v_l (1 - x_c) \quad (7.6)$$

Dessa forma, pode-se escrever o título de vapor na câmara como:

$$x_c = \frac{v_c - v_l}{v_v - v_l} \quad e \quad 1 - x_c = \frac{v_v - v_c}{v_v - v_l} \quad (7.7)$$

Substituindo a equação (7.7) na equação (7.5), obtém-se:

$$U_c = M_c \left[\frac{v_v u_l - v_l u_v}{v_v - v_l} + v_c \frac{u_v - u_l}{v_v - v_l} \right] = M_c \psi(p_c) + M_c v_c \lambda(pi) \quad (7.8)$$

Entretanto,

$$V_c = M_c v_c \quad (7.9)$$

Sendo assim, para a variação da energia interna:

$$\frac{dU_c}{dt} = \frac{d}{dt} [M_c \psi(p_i)] + \frac{d}{dt} [V_c \lambda(p_i)] \quad (7.10)$$

Pela regra da cadeia,

$$\frac{dU_c}{dt} = \frac{dM_c}{dt} \psi(p_i) + \frac{d\psi}{dt} M_c + \frac{dV_c}{dt} \lambda(p_i) + \frac{d\lambda}{dt} V_c \quad (7.11)$$

Porém, com V_c constante, e sabendo que:

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{dp} \frac{dp}{dt} \quad (7.12)$$

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{d\lambda}{dp} \frac{dp}{dt} \quad (7.13)$$

$$\frac{dU_c}{dt} = \psi(p_i) \frac{dM_c}{dt} + \left(M_c \left. \frac{d\psi}{dp} \right|_{p_i} + V_c \left. \frac{d\lambda}{dp} \right|_{p_i} \right) \frac{dpi}{dt} \quad (7.14)$$

Por fim, igualando as equações (7.14) e (7.4), obtém-se uma expressão para a variação da pressão na câmara intermediária.

$$\frac{dpi}{dt} = \frac{(m_{ev} - m_{cap}) [h - \psi(p_i)]}{M_c \left. \frac{d\psi}{dp} \right|_{p_i} + V_c \left. \frac{d\lambda}{dp} \right|_{p_i}} \quad (7.15)$$

Fazendo uso do método explícito de Euler, pode-se escrever a variação temporal da pressão e da massa na câmara intermediária como:

$$M_c = M_c^o + \frac{dM_c}{dt} \Delta t \quad (7.16)$$

$$p_i = p_i^o + \frac{dpi}{dt} \Delta t \quad (7.17)$$

,onde M_c^o e p_i^o são a massa e a pressão da câmara intermediária no tempo anterior. As funções $\psi(p)$ e $\lambda(p)$ são polinômios ajustados como função da pressão de saturação obtidos através da plataforma EES para o fluido refrigerante HFC-134a, como apresentado a seguir.

$$\psi(p_i) = \psi_0 + \psi_1 p_i + \psi_2 p_i^2 + \psi_3 p_i^3 + \psi_4 p_i^4 \quad (7.18)$$

$$\lambda(p_i) = \lambda_0 + \lambda_1 p_i + \lambda_2 p_i^2 \quad (7.19)$$

Os valores dos coeficientes dos polinômios $\psi(p_i)$ e $\lambda(p_i)$ são apresentados respectivamente nas Tabelas 7.1 e 7.2.

Tabela 7.1 – Valores dos coeficientes da função $f(p)$

ψ_0	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4
-2, 508	$2,37 \times 10^{-4}$	$-2,51 \times 10^{-10}$	$1,51 \times 10^{-16}$	$-3,49 \times 10^{-23}$

Tabela 7.2 - Valores dos coeficientes da função $g(p)$

λ_0	λ_1	λ_2
$3,75 \times 10^2$	$7,73 \times 10^{-3}$	$-6,72 \times 10^{-10}$

7.5 Método de Solução

Para simular o comportamento transiente do dispositivo de expansão, uma onda quadrada do tipo PWM é utilizada como parâmetro de entrada do modelo matemático. O tempo em que a válvula permanece aberta ou fechada é então determinado pelo parâmetro fração de abertura (P_{ev}). Quando o modelo identifica um período de “on” o coeficiente de vazão C na equação do orifício é igual ao coeficiente de vazão da válvula em questão. Por outro lado, quando a marcha no tempo identifica um período de “off”, o valor do coeficiente de vazão é nulo, e não há vazão mássica através da válvula.

As condições iniciais assumem uma câmara intermediária cheia de líquido na condição de entrada ($p_o = p_{en}$). Dessa forma, as equações (7.3) e (7.15) são integradas através do método explícito usando um intervalo de tempo de $\tau/1000$, onde τ representa o período de pulsação. Para cada intervalo de tempo, o balanço de massa na câmara é efetuado através das equações (7.1) e (4.34 ou 7.435) usando a pressão intermediária obtida pela equação (7.12). A simulação continua até que se atinja um regime transiente periódico.

7.6 Resumo

É apresentado neste capítulo a descrição de um modelo apresentado por Ronzoni (2009) para a simulação transiente do escoamento de HFC-134a por um conjunto PWM. A vazão no capilar e na válvula solenoide são tratadas de maneira explícita e o acoplamento entre as duas vazões é que leva ao transiente do nível de líquido no volume intermediário. Na ocasião Ronzoni (2009) obteve boa concordância com os resultados experimentais para a vazão mássica, com 73% e 87% dos pontos se situando respectivamente dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ e $\pm 15\%$. Da mesma forma, o modelo matemático previu os resultados da pressão na câmara intermediária dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ e $\pm 15\%$ para respectivamente 88% e 95% dos pontos.

8 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

8.1 Introdução

No presente capítulo serão apresentados os resultados do estudo experimental e numérico referente ao escoamento de HFC-134a através do conjunto formado por uma válvula PWM, capilar adiabático e um volume intermediário entre ambos, caracterizando o arranjo de um dispositivo de expansão ajustável. Os resultados da matriz de efeitos sobre a vazão mássica serão analisados e a partir daí os fatores com maior contribuição darão forma à uma equação ajustada para a vazão. Em seguida os resultados experimentais serão também comparados com os modelos numéricos propostos. Como nos capítulos anteriores, as comparações das vazões medidas e calculadas serão realizadas através das equações 5.1 e 5.2.

8.2 Planejamento dos Experimentos

O projeto fatorial completo formado pelos 96 testes em que se avaliam o Kcv da válvula solenoide, volume intermediário, diâmetro interno do capilar, pressão de condensação, período de trabalho e fração de em relação a vazão mássica estabelecida são apresentados na Tabela 8.1. Além da vazão, a pressão intermediária no interior da câmara foi a segunda variável dependente a fim de avaliar com maior detalhamento o modelo matemático proposto.

Como pode ser notado, com a faixa de parâmetros estudada foram possíveis atingir níveis de vazões de 0,48 kg/h a até 3,15 kg/h,

atendendo a aplicações típicas para o segmento da refrigeração estudado.

O conjunto de testes adicionais apresentados na Tabela 8.2, trazem os resultados obtidos com a aplicação de uma terceira válvula (terceiro Kcv), esta fornecida pela The Lee Company, que serão utilizadas para a validação do modelo numérico. O coeficiente de vazão volumétrica da válvula em questão está entre os dois valores utilizados no projeto fatorial.

Tabela 8.1 - Matriz do Projeto Fatorial PWM.

Teste	Kcv	V ± 0,05 [ml]	D ± 0,008 [mm]	Pc ± 0,07 [bar]	τ [s]	DC [%]	Vazão ± 0,02 [kg/h]	Pi ± 0,07 [bar]
1	4,10E-08	2,23	0,514	9,10	1	10	0,67	3,72
2	4,10E-08	2,23	0,514	9,10	1	50	1,66	4,91
3	4,10E-08	2,23	0,514	8,96	1	90	1,80	5,64
4	4,10E-08	2,23	0,514	8,92	4	10	0,69	3,04
5	4,10E-08	2,23	0,514	9,09	4	50	1,63	4,71
6	4,10E-08	2,23	0,514	8,88	4	90	1,82	5,36
7	4,10E-08	2,23	0,514	15,16	1	10	0,75	6,29
8	4,10E-08	2,23	0,514	15,08	1	50	1,80	10,59
9	4,10E-08	2,23	0,514	15,53	1	90	3,02	11,94
10	4,10E-08	2,23	0,514	15,32	4	10	1,04	6,50
11	4,10E-08	2,23	0,514	15,46	4	50	2,29	10,14
12	4,10E-08	2,23	0,514	15,82	4	90	3,07	11,79
13	4,10E-08	2,23	0,448	9,23	1	10	0,55	6,81
14	4,10E-08	2,23	0,448	9,20	1	50	1,32	5,29
15	4,10E-08	2,23	0,448	8,98	1	90	1,50	5,75
16	4,10E-08	2,23	0,448	8,89	4	10	0,53	3,60
17	4,10E-08	2,23	0,448	9,20	4	50	1,30	4,89
18	4,10E-08	2,23	0,448	9,05	4	90	1,52	5,55
19	4,10E-08	2,23	0,448	14,95	1	10	0,48	6,71

Continuação Tabela 8.1 - Matriz do Projeto Fatorial PWM.

Teste	Kcv	V ± 0,05 [ml]	D ± 0,008 [mm]	Pc ± 0,07 [bar]	τ [s]	DC [%]	Vazão ± 0,04 [kg/h]	Pi ± 0,01 [bar]
20	4,10E-08	2,23	0,448	15,84	1	50	1,71	10,21
21	4,10E-08	2,23	0,448	14,92	1	90	2,01	12,41
22	4,10E-08	2,23	0,448	15,67	4	10	0,49	5,51
23	4,10E-08	2,23	0,448	14,95	4	50	1,46	10,18
24	4,10E-08	2,23	0,448	16,09	4	90	2,00	12,32
25	4,10E-08	0,97	0,514	9,31	1	10	0,75	3,85
26	4,10E-08	0,97	0,514	9,21	1	50	1,38	5,45
27	4,10E-08	0,97	0,514	9,15	1	90	1,62	6,43
28	4,10E-08	0,97	0,514	8,88	4	10	0,65	3,72
29	4,10E-08	0,97	0,514	8,89	4	50	1,44	4,93
30	4,10E-08	0,97	0,514	9,28	4	90	1,63	5,58
31	4,10E-08	0,97	0,514	16,55	1	10	0,83	4,36
32	4,10E-08	0,97	0,514	15,20	1	50	2,06	13,05
33	4,10E-08	0,97	0,514	15,59	1	90	2,36	12,32
34	4,10E-08	0,97	0,514	15,29	4	10	0,84	3,22
35	4,10E-08	0,97	0,514	14,97	4	50	1,81	9,25
36	4,10E-08	0,97	0,514	15,34	4	90	2,35	11,25
37	4,10E-08	0,97	0,448	9,46	1	10	0,45	4,41
38	4,10E-08	0,97	0,448	9,05	1	50	1,23	5,00
39	4,10E-08	0,97	0,448	9,08	1	90	1,57	5,44
40	4,10E-08	0,97	0,448	9,18	4	10	0,67	3,50
41	4,10E-08	0,97	0,448	9,05	4	50	1,26	4,68
42	4,10E-08	0,97	0,448	9,17	4	90	1,45	5,30
43	4,10E-08	0,97	0,448	9,15	1	10	0,71	7,00
44	4,10E-08	0,97	0,448	15,07	1	50	1,58	11,25
45	4,10E-08	0,97	0,448	14,98	1	90	1,86	12,20
46	4,10E-08	0,97	0,448	14,95	4	10	0,68	6,85

Continuação Tabela 8.1 - Matriz do Projeto Fatorial PWM.

Teste	Kcv	V ± 0,05 [ml]	D ± 0,008 [mm]	Pc ± 0,07 [bar]	τ [s]	DC [%]	Vazão ± 0,04 [kg/h]	Pi ± 0,01 [bar]
47	4,10E-08	0,97	0,448	15,11	4	50	1,61	11,51
48	4,10E-08	0,97	0,448	15,16	4	90	2,09	12,58
49	7,96E-08	2,23	0,514	9,04	1	10	1,06	4,23
50	7,96E-08	2,23	0,514	9,16	1	50	1,59	5,13
51	7,96E-08	2,23	0,514	8,98	1	90	1,63	5,80
52	7,96E-08	2,23	0,514	8,92	4	10	1,09	4,11
53	7,96E-08	2,23	0,514	9,10	4	50	1,58	5,51
54	7,96E-08	2,23	0,514	8,98	4	90	1,68	5,79
55	7,96E-08	2,23	0,514	15,33	1	10	1,47	7,58
56	7,96E-08	2,23	0,514	15,24	1	50	2,02	10,25
57	7,96E-08	2,23	0,514	14,96	1	90	2,09	10,35
58	7,96E-08	2,23	0,514	15,08	4	10	1,31	6,71
59	7,96E-08	2,23	0,514	15,20	4	50	2,04	9,80
60	7,96E-08	2,23	0,514	14,99	4	90	2,16	10,41
61	7,96E-08	2,23	0,448	9,01	1	10	0,85	4,30
62	7,96E-08	2,23	0,448	8,97	1	50	1,22	5,36
63	7,96E-08	2,23	0,448	9,43	1	90	1,72	5,94
64	7,96E-08	2,23	0,448	9,57	4	10	0,85	4,27
65	7,96E-08	2,23	0,448	8,91	4	50	1,23	5,41
66	7,96E-08	2,23	0,448	8,92	4	90	1,44	6,03
67	7,96E-08	2,23	0,448	15,08	1	10	0,93	9,36
68	7,96E-08	2,23	0,448	14,94	1	50	1,66	9,36
69	7,96E-08	2,23	0,448	15,15	1	90	1,77	10,54
70	7,96E-08	2,23	0,448	15,44	4	10	1,11	7,85
71	7,96E-08	2,23	0,448	15,46	4	50	1,48	9,64
72	7,96E-08	2,23	0,448	15,53	4	90	1,78	11,10

Continuação Tabela 8.1 - Matriz do Projeto Fatorial PWM.

Teste	Kcv	V ± 0,05 [ml]	D ± 0,008 [mm]	Pc ± 0,07 [bar]	τ [s]	DC [%]	Vazão ± 0,04 [kg/h]	Pi ± 0,01 [bar]
73	7,96E-08	0,97	0,514	9,23	1	10	0,99	4,09
74	7,96E-08	0,97	0,514	9,03	1	50	1,47	5,12
75	7,96E-08	0,97	0,514	8,88	1	90	1,62	5,94
76	7,96E-08	0,97	0,514	9,17	4	10	1,05	3,94
77	7,96E-08	0,97	0,514	8,90	4	50	1,69	5,30
78	7,96E-08	0,97	0,514	8,90	4	90	1,62	5,68
79	7,96E-08	0,97	0,514	15,22	1	10	1,13	7,16
80	7,96E-08	0,97	0,514	15,03	1	50	1,83	8,78
81	7,96E-08	0,97	0,514	15,40	1	90	1,44	5,59
82	7,96E-08	0,97	0,514	16,40	4	10	1,16	6,60
83	7,96E-08	0,97	0,514	15,01	4	50	1,80	9,06
84	7,96E-08	0,97	0,514	16,18	4	90	2,65	5,58
85	7,96E-08	0,97	0,448	8,93	1	10	0,92	4,29
86	7,96E-08	0,97	0,448	9,02	1	50	1,22	5,10
87	7,96E-08	0,97	0,448	8,98	1	90	1,23	5,52
88	7,96E-08	0,97	0,448	8,92	4	10	0,86	4,27
89	7,96E-08	0,97	0,448	8,88	4	50	1,52	5,30
90	7,96E-08	0,97	0,448	9,02	4	90	1,42	5,97
91	7,96E-08	0,97	0,448	15,11	1	10	1,24	7,87
92	7,96E-08	0,97	0,448	15,25	1	50	1,54	9,60
93	7,96E-08	0,97	0,448	15,00	1	90	1,73	10,58
94	7,96E-08	0,97	0,448	15,26	4	10	1,18	8,02
95	7,96E-08	0,97	0,448	15,52	4	50	1,53	9,17
96	7,96E-08	0,97	0,448	15,24	4	90	1,76	10,47

Tabela 8.2 - Testes Extra do Projeto Fatorial PWM.

Teste	Kcv	V ± 0,05 [ml]	D ± 0,008 [mm]	Pc ± 0,07 [bar]	τ [s]	DC [%]	Vazão ± 0,04 [kg/h]	Pi ± 0,01 [bar]
1	6,01E-08	2,23	0,514	9,193	1	10	0,61	3,94
2	6,01E-08	2,23	0,514	9,059	1	50	1,38	5,01
3	6,01E-08	2,23	0,514	9,58	1	90	1,62	5,59
4	6,01E-08	2,23	0,514	9,237	4	10	0,65	3,72
5	6,01E-08	2,23	0,514	8,93	4	50	1,44	4,93
6	6,01E-08	2,23	0,514	8,897	4	90	1,63	5,57
7	6,01E-08	2,23	0,514	14,96	1	10	0,74	6,05
8	6,01E-08	2,23	0,514	16,05	1	50	1,55	8,94
9	6,01E-08	2,23	0,514	15,61	1	90	2,54	10,86
10	6,01E-08	2,23	0,514	14,93	4	10	1,00	6,04
11	6,01E-08	2,23	0,514	16,1	4	50	2,22	10,11
12	6,01E-08	2,23	0,514	15,13	4	90	2,51	11,01

Os resultados do projeto fatorial quanto aos efeitos de cada variável isolada ou devido a relação entre elas sobre a vazão mássica podem ser vistos no diagrama da Figura 8.1. Dos efeitos únicos, a fração de abertura (DC) aparece como o fator mais significativo no estudo, seguido da pressão na entrada da válvula e do diâmetro do capilar. O volume interno da câmara, VOL, e o coeficiente de vazão da válvula, Kcv, tem efeitos semelhantes e com pouca relevância, enquanto o período de trabalho, τ , é tão pouco significativo que se iguala a ruídos no experimento.

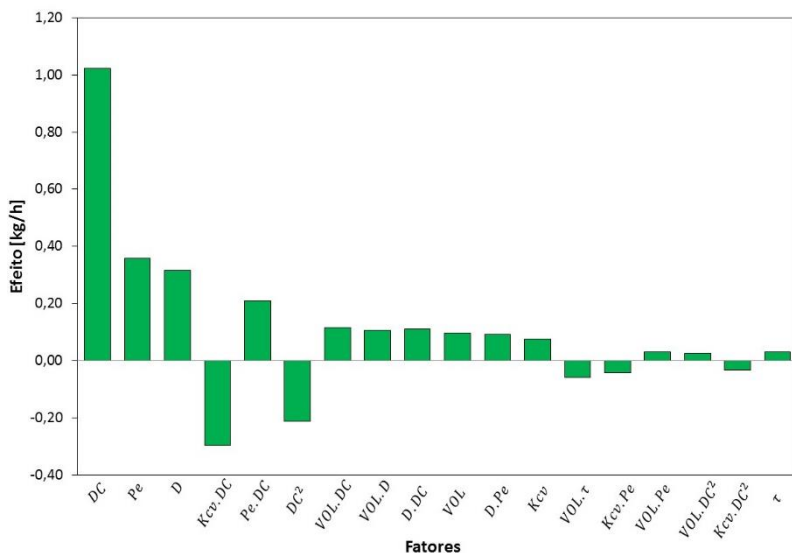


Figura 8.1 - Diagrama de efeitos. Influência dos principais fatores e suas combinações sobre a vazão mássica.

Os efeitos combinados mais importantes são o fator de vazão da válvula com a fração de abertura, $K_c \times DC$, a pressão de condensação e a fração de abertura, $P_c \times DC$ e o efeito não-linear da fração de abertura, DC^2 .

$K_{cv} \times DC$ possui efeito negativo o que significa que quanto maior for o orifício da válvula escolhida, menor será o efeito da fração de abertura sobre a vazão mássica. Em outras palavras, quanto maior o K_{cv} , menor a sensibilidade do sistema à fração de abertura. Quanto a pressão de entrada, o efeito é oposto, ou seja, quanto maior a pressão de entrada, maior será a sensibilidade da variável fração de abertura. Já o efeito quadrático da fração de abertura negativo indica que quanto maior for a fração de abertura, menor a sensibilidade, ou seja, que para menores frações de aberturas há um gradiente mais acentuado em relação ao efeito sobre a vazão.

Outra variável dependente que foi abordada por este estudo fatorial foi a pressão intermediária média que se estabelece no interior da câmara. A Figura 8.2 a seguir mostra o diagrama de efeitos dos principais fatores sobre a pressão intermediária.

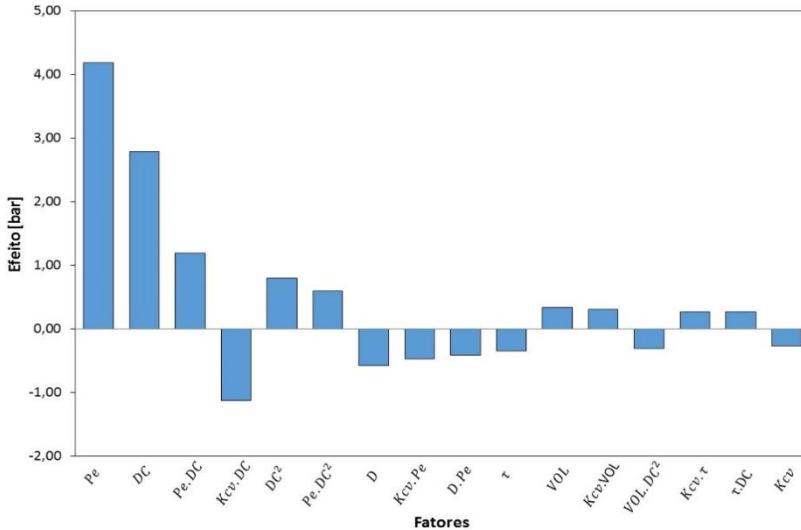


Figura 8.2 - Diagrama de efeitos. Influência dos principais fatores e suas combinações sobre a pressão intermediária.

A pressão intermediária é a variável que indica o acoplamento entre os dois trechos do sistema PWM, a válvula solenoide e o tubo capilar. De acordo com o experimento realizado, as variáveis com maior influência sobre a pressão intermediária são a pressão na entrada da solenoide e a fração de abertura, seguidas do efeito combinado entre as duas. Assim como observado sobre a vazão mássica, o efeito da fração de abertura é maior para menores Kcv.

8.3 Correlação Empírica

Após a identificação dos efeitos, ajustou-se uma correlação empírica para a vazão e para a pressão intermediária com base nos resultados experimentais, empregando o método descrito na Seção 6.4.

As variáveis independentes consideradas pela correlação são aquelas que mostraram os efeitos mais significativos durante a análise do experimento fatorial. Para ambos os casos a variável período de trabalho, τ , foi desconsiderada devido a sua baixa contribuição.

A correlação para a vazão mássica é dada por:

$$\begin{aligned} \dot{m} = & j1 + j2.Kcv + j3.V + j4.D + j5.Pc + j6.D + j7.DC^2 \\ & + j8.Kcv.DC + j9.V.D + j10.V.DC + j11.D.Pc \\ & + j12.D.DC \\ & + j13.Pc.DC \end{aligned} \quad (8.1)$$

E a correlação para a pressão Intermediária é dada por:

$$\begin{aligned} Pi = & r1 + r2.Kcv + r3.V + r4.D + r5.Pc + r6.DC + \\ & r7.DC^2 + r8.Kcv.Pc + r9.Kcv.DC + r10.D.Pc \\ & + r11.Pc + r12.Pc.DC^2 \end{aligned} \quad (8.2)$$

Os coeficientes obtidos são mostrados na Tabela 8.3.

Tabela 8.3 - Coeficientes para correlação empírica.

i	ji	ri
1	4,0957E+00	-1,4262E+01
2	1,1166E+07	8,1962E+07
3	-1,6718E-01	3,4498E-02
4	-8,9665E+00	2,0503E+01
5	-2,2049E-01	1,5539E+00
6	-4,0783E-04	-1,0877E-01
7	-1,3354E-04	1,1876E-03
8	-1,8545E+05	-3,9365E+06
9	3,3905E-01	-7,0566E+05
10	2,8945E-04	-2,1925E+00
11	4,9424E-01	1,7340E-02
12	4,5174E-02	-1,2393E-04
13	8,5892E-04	-

As Figuras 8.3 e 8.4 a seguir mostram a comparação dos resultados previstos pelas expressões ajustadas em relação ao valor medido. O ajuste para a vazão mássica foi capaz de prever 93% dos dados numa faixa de $\pm 30\%$ de incerteza e valor RMS de 22%.

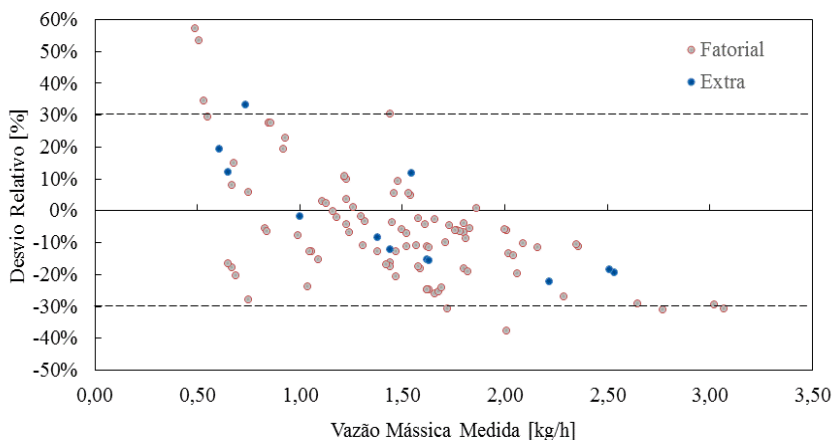


Figura 8.3 - Desvio relativo percentual da vazão mássica estimada pela equação (8.1).

A pressão intermediária foi prevista pela equação ajustada com mais precisão que a vazão mássica, com 90% dos pontos dentro da faixa de $\pm 20\%$ e valor RMS de 17%.

Tanto para a vazão, quanto para a pressão intermediária os pontos extras foram previstos dentro da faixa esperada para cada correlação.

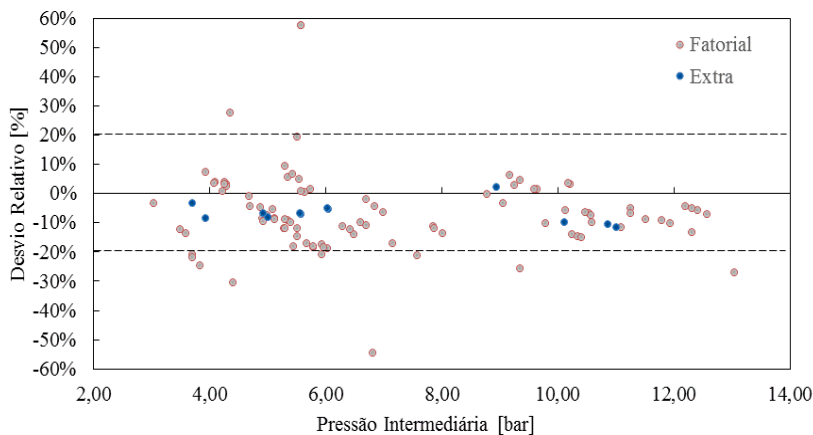


Figura 8.4 - Desvio relativo percentual da pressão intermediária estimada pela equação (8.2).

8.4 O modelo numérico

O modelo matemático proposto no capítulo 7 foi implementado e os resultados são padrões transientes dentro da câmara intermediária, como pode ser visto na Figura 8.5, onde a vazão que passa através da válvula solenoide e do capilar é plotadas contra o tempo. As vazões e pressões que serão utilizadas para a comparação com os valores medidos são as médias de cada variável ao longo do período de trabalho.

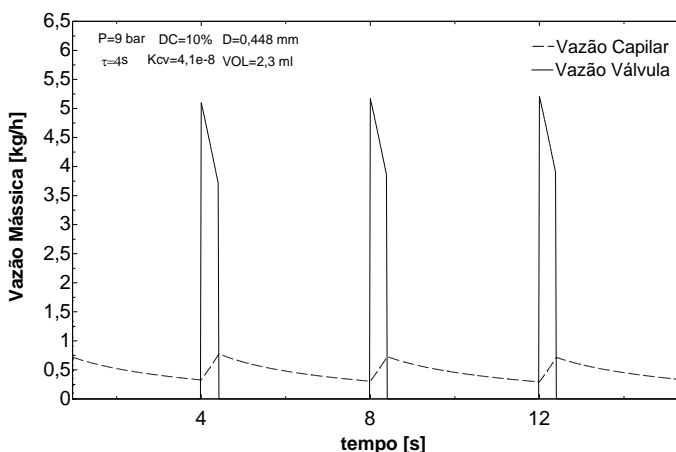


Figura 8.5 - Resultado da simulação transiente da válvula PWM comparando a vazão que passa através do capilar e a vazão na válvula solenoide.

As comparações entre os resultados obtidos através do modelo numérico e o conjunto de dados experimentais deste trabalho e do realizado por Ronzoni et al. (2011) são apresentadas nas Figuras 8.6 e 8.7, a seguir.

A vazão mássica foi prevista pelo modelo numérico com praticamente a mesma dispersão encontrada na comparação com o modelo ajustado, com cerca de 94% dos pontos experimentais previstos em uma faixa de $\pm 30\%$ e valor RMS de 20%. Para a faixa de operação trabalhada por Ronzoni et al. (2011) o modelo foi capaz de prever mais de 90% dos dados em uma banda de $\pm 10\%$.

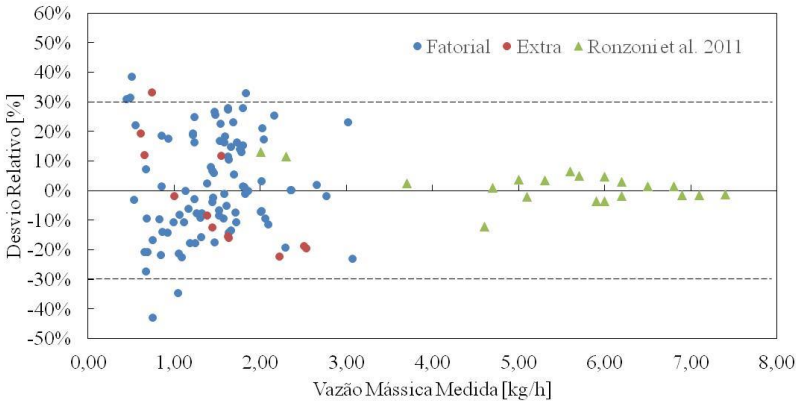


Figura 8.6 - Desvio relativo percentual da vazão mássica segundo o modelo matemático.

Diferente da semelhança entre as previsões entre o ajuste e o modelo numérico, para prever a pressão na câmara intermediária o modelo se mostrou insatisfatório, superestimando a maior parte dos valores e deslocando o gráfico de dispersões para cima. As pressões médias foram previstas dentro de uma faixa de -10% a 50% para 85% dos casos e com valor RMS de 40%. Embora para o banco de dados de Ronzoni et al. (2011) a dispersão tenha sido menor, fica evidente que o modelo continua superestimando as pressões no interior da câmara

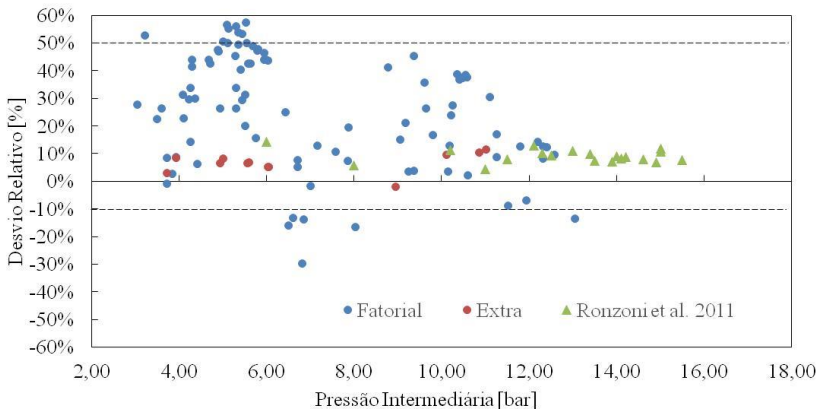


Figura 8.7 - Desvio relativo percentual da pressão intermediária segundo o modelo matemático.

O modelo numérico permite a comparação transiente da pressão no interior da câmara intermediária e a Figura 8.8 a, b e c trazem três configurações de testes a fim de se verificar o padrão de discordância entre o perfil calculado e medido.

A Figura 8.8a traz o padrão estabelecido para o testes 42, Tabela 8.1, em que a fração de abertura é de 90%.

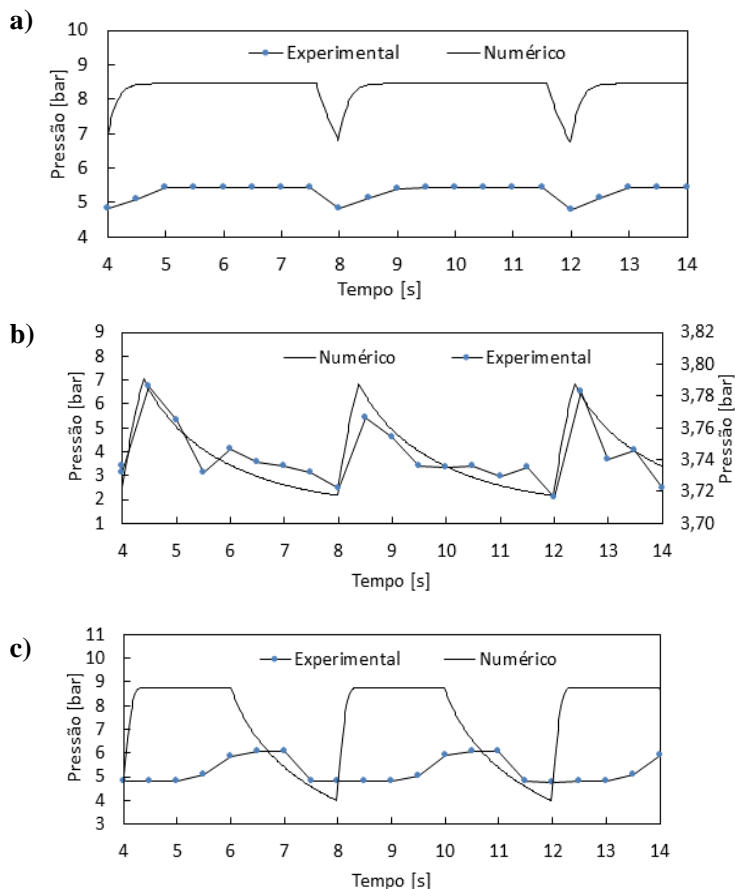


Figura 8.8 - Comparação entre a pressão intermediária medida e calculada para três frações de abertura: a) 90%, b) 10% e c) 50%.

Tanto a simulação, quanto o ensaio experimental identificam que este regime satura rapidamente, ou seja, o volume todo é preenchido com fluido refrigerante e a pressão interna deixa de variar logo após a abertura da válvula. O regime é qualitativamente bem descrito pelo modelo, no entanto apresenta um offset considerável.

A Figura 8.8b é referente ao ensaio 28 da Tabela 8.1, com fração de abertura de 10%. Neste caso um eixo secundário foi utilizado para expressão a pressão medida, que apresenta mais uma vez o mesmo comportamento que o previsto numericamente, mas em ordem de grandezas muito diferentes. E finalmente o padrão observado para a fração de abertura de 50% e que está apresentada na Figura 8.8c é referente ao ensaio 89 da Tabela 8.1.

Fica evidente que o modelo matemático utilizado não trata de maneira adequada os fenômenos termo e fluidodinâmicos no interior da câmara intermediária. Uma série de ensaios foram realizados com a seção de teste do volume intermediário em vidro para auxiliar na compreensão do processo.

8.5 Visualizações no Volume Intermediário

Segundo o modelo matemático, a variável mais relevante quanto ao padrão do escoamento no interior do volume intermediário é a fração de abertura especificada. Assim a visualização do volume intermediário foi realizado com o sistema operando com temperatura de condensação de 35°C, tubo capilar de 0,448 mm de diâmetro interno e solenoide com Kcv de 7,96E-8.

A Figura 8.9 mostra o regime obtido com o sistema operando com o volume intermediário nominal de 1 ml, período de trabalho de 1 s e fração de abertura de 10%. O fluido refrigerante fica a maior parte do período beirando a entrada do capilar, chegando a ficar logo abaixo deste nível antes de a solenoide disparar o jato de refrigerante que reestabelece o nível.

Chama a atenção neste regime a intensidade do jato de líquido durante o pequeno intervalo de tempo em que a válvula permanece aberta. O regime estabelece uma vazão da ordem de 0,9 kg/h.

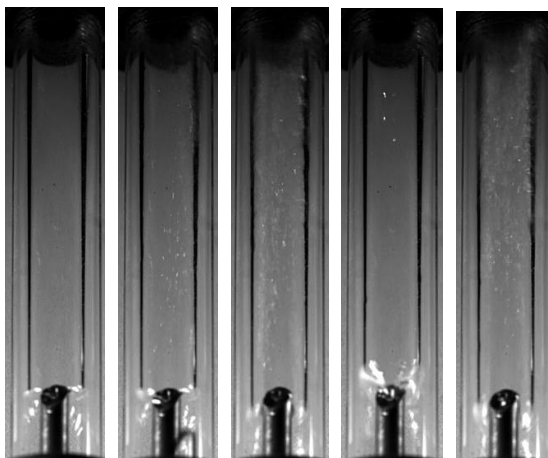


Figura 8.9 - Padrão de escoamento no volume intermediário. $DC=10\%$, $VOL=1\text{ml}$ e $\tau=1\text{s}$.

A Figura 8.10, a seguir, traz a configuração que se estabelece quando o sistema é programado para operar com fração de abertura de 50%, mantidas as condições anteriores. O regime é de membrana de líquido permanente, oscilando em torno da metade do nível do volume. A vazão obtida é da ordem de 1,2 kg/h.

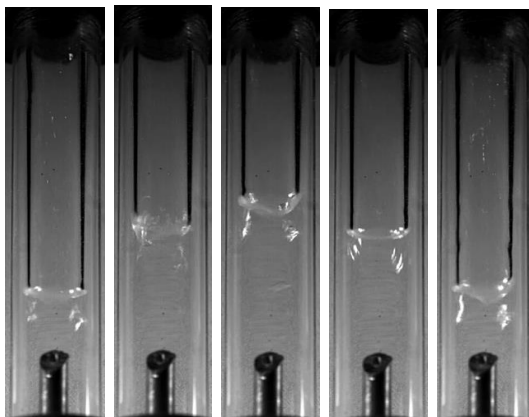


Figura 8.10 - Padrão de escoamento no volume intermediário. $DC=50\%$, $VOL=1\text{ml}$ e $\tau=1\text{s}$.

Quando a fração de abertura chega a 90%, como mostra a Figura 8.11, todo o volume é preenchido com refrigerante na fase líquida e apenas por uma pequena fração do período o nível de líquido baixa.

Com a temperatura de condensação em 55°C a vazão através da válvula solenoide é maior e uma configuração semelhante a da Figura 8.11 é obtida para a fração de abertura de 50%. A partir daí o controle estaria saturado, ou seja, a fração de abertura só tem efetividade sobre a vazão mássica até este valor. Eis que surge o porquê de fazer o correto dimensionamento do volume intermediário, que neste caso deveria ser maior que 1 ml.

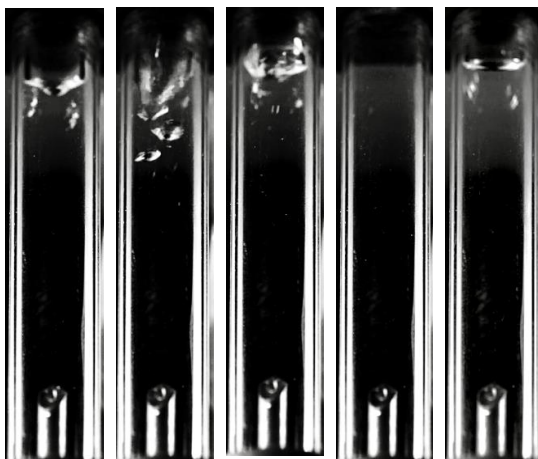


Figura 8.11 - Padrão de escoamento no volume intermediário. $DC=90\%$, $VOL= 1\text{ ml}$ e $\tau=1\text{ s}$.

A sequência de visualização segue com o período de 4 segundos. Os regimes obtidos são muito semelhantes aos apresentados até aqui, a não ser para operações com baixa fração de abertura. Nesta situação a válvula libera um jato de líquido que rapidamente é ingerido pelo capilar e a maior fração do período de trabalho o capilar recebe apenas vapor, como pode ser visto na Figura 8.13. Quando termina a fração seca (período com a válvula solenoide fechada) o jato de líquido gera turbilhão na entrada do capilar, seguido da ingestão de pequenas bolhas. O detalhe do escoamento na entrada do capilar neste período pode ser visto na Figura 8.13.

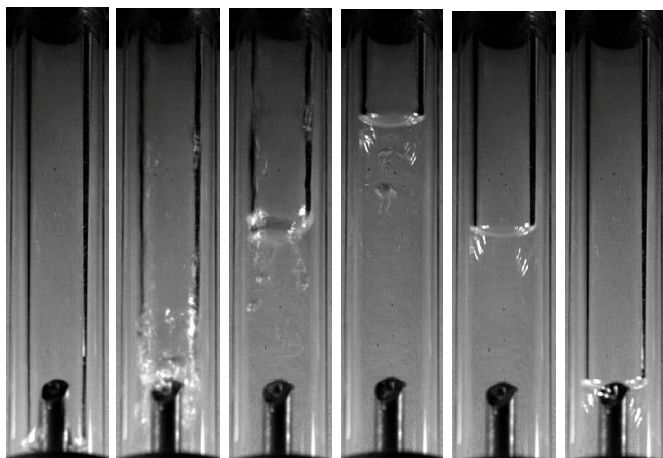


Figura 8.12 - Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=10%, VOL= 1ml e $\tau=4s$.

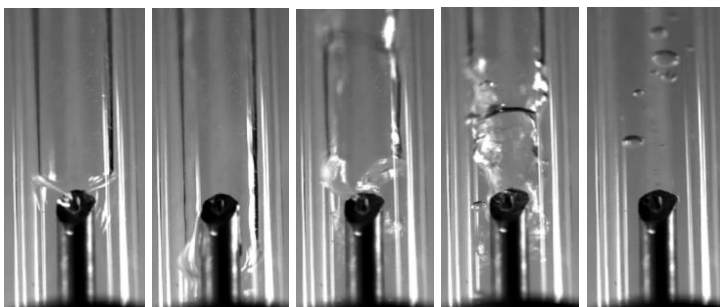


Figura 8.13: Detalhe na entrada do tubo capilar. Padrão de escoamento no volume intermediário. DC=10%, VOL= 1ml e $\tau=4s$.

Através das visualizações fica clara a necessidade de um modelo robusto que englobe a ingestão de vapor pelo capilar para descrever com mais precisão os fenômenos que se passam dentro da câmara intermediária, que fica como sugestão para trabalhos futuros.

Mesmo cercado de alguma incertezas o projeto de sistema com dispositivo PWM pode ser realizado com o auxílio do código demonstrado e a seção a seguir faz um resumo de como realizar este dimensionamento.

8.6 Sugestão para Projeto de Dispositivo de Expansão PWM

Será sugerido nesta seção um roteiro para a escolha das principais variáveis em torno de um projeto de dispositivo de expansão PWM.

1) Determinação da faixa de vazão a ser atendida.

Supor de 0,5 kg/h a 2,0 kg/h;

2) Determinação da Pressão de Condensação.

Supor $T_c=35^{\circ}\text{C}$ e $P_c=8,9$ bar;

3) Faixa de Fração de Abertura Ideal:

Quanto menor a fração de abertura utilizada, maior será a economia de energia para válvula solenoides normalmente fechadas. Por outro lado, frações de abertura muito reduzidas geram jato de refrigerante mais acentuado e favorece a ingestão excessiva de vapor pelo capilar. Recomenda-se uma faixa de fração de abertura de 10% a 50%.

4) Período de Trabalho:

O período de trabalho foi o fator com menor contribuição direta à vazão mássica, mas tem sua importância prática quanto à aplicabilidade do controle. A determinação do período de trabalho deve ser feita com relação ao tempo de resposta da válvula solenoide e do equipamento que está sendo usado para acioná-la. Deve-se escolher o período de modo que o sistema tenha condição de atuar quando a fração de abertura mínima for especificada.

Para o cálculo do período mínimo deve ser utilizada a equação a seguir:

$$\tau = \frac{t_{resposta}}{DC_{min}} \quad (8.3)$$

Por exemplo, se o tempo de resposta da solenoide + sistema de comando for de 0,2 s, este será a menor fração de tempo fisicamente possível. Se a fração de abertura mínima for de 10%, o período deve então ser no mínimo igual a 2s.

5) Dimensionamento do Volume Intermediário:

O volume escolhido deve ser capaz de armazenar todo o líquido que passa a cada período de tempo em que a válvula estiver aberta, sem saturar o mesmo. Para isso a seguinte equação deve ser atendida:

$$VOL = \dot{m}_{m\acute{a}x} \cdot v_{liq,x=0} \cdot \tau \cdot DC_{m\acute{a}x} \quad (5.4)$$

Onde, $\dot{m}_{m\acute{a}x}$ é a maior vazão mássica que o sistema deve suprir; τ é o período de trabalho; $DC_{m\acute{a}x}$ a fração de abertura máxima e $v_{liq,x=0}$ é o volume específico do refrigerante saturado. Como na região de líquido o volume específico é praticamente constante, ele pode ser aproximado pelo volume específico do líquido saturado a pressão de condensação.

Por exemplo, se $\dot{m}_{m\acute{a}x} = 2$ kg/h, o período de trabalho $\tau = 2$ s, fração de abertura máxima $DC_{m\acute{a}x} = 50\%$ e volume específico aproximado de 670 ml/kg:

$$VOL = \frac{2}{3600} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 670 \left[\frac{ml}{kg} \right] \cdot 2[s] \cdot \frac{50}{100} [-] = 0,37 \text{ ml}$$

6) Escolha da Válvula e do Capilar:

O final do projeto consiste na escolha da válvula solenoide com sua constante de vazão Kcv característica e do capilar para atenuar a pulsação gerada pela válvula e terminar a expansão do fluido refrigerante. Esta etapa deve ser feita com o auxílio de um dos modelos propostos neste trabalho a o par capilar e válvula poderão ser dimensionados.

Como mostra a figura 8.14, a constante de vazão da válvula é uma variável com menor importância, já que a escolha adequada do diâmetro (e comprimento) do tubo capilar movimentam a curva de operação por uma faixa muito ampla. A figura mostra que para atender a uma determinada faixa de vazão versus fração de abertura pré-determinada, basta alterar o valor da restrição do capilar. Continuando o

exemplo proposto, para atender a faixa de 0,5 kg/h a 2 kg/h e fração de abertura entre 10% e 50% o capilar adequado para a válvula da Figura 8.14 seria o de 0,65 mm de diâmetro.

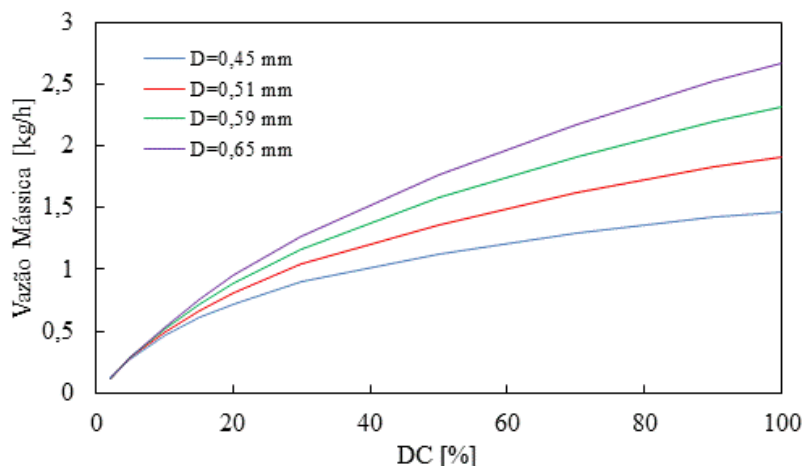


Figura 8.14 - Resultado da simulação via modelo numérico que representa a faixa de vazão em relação a fração de abertura para diferentes diâmetros.

8.7 Resumo

No presente capítulo foram apresentados os resultados experimentais da expansão de HFC-134a por meio de dispositivo de expansão tipo PWM. Os experimentos foram planejados segundo a metodologia de projeto fatorial e um conjunto de 96 testes formou a matriz resposta. O projeto avaliou seis variáveis: a pressão de condensação, volume interno, o diâmetro interno do capilar, o período de trabalho e a fração de abertura da válvula. Esta última avaliada com três níveis devido a sua natureza não linear enquanto as demais com dois níveis cada.

Os resultados deixam evidente o poder da fração de abertura sobre a vazão mássica, sendo o fator com maior efeito. Em seguida a pressão de condensação e o diâmetro do capilar são equivalentes em efeito. O estudo também mostra que o período de abertura e o coeficiente de vazão da válvula são fatores fracos quanto a vazão.

O mesmo projeto dos experimentos foi utilizado para estudar o efeito sobre a pressão intermediária. Os dois fatores mais relevantes são a pressão na entrada da válvula (condensação) e a fração de abertura.

O modelo ajustado para a previsão da pressão intermediária foi satisfatório, com mais de 90% dos pontos dentro de uma faixa de incerteza de $\pm 20\%$, no entanto, o modelo numérico não foi capaz de representar bem a física dentro da câmara e prejudicou a previsão das pressões, superestimando a maior parte dos testes. Este fato não causou efeito muito significativo quando comparadas as vazões, que foram previstas tanto pelo modelo numérico quanto pelo modelo ajustado em uma faixa de ± 30 em mais de 90% dos casos.

Rodadas de teste com visualização do volume intermediário foram feitas para tentar esclarecer a dinâmica do escoamento e ajudar em futuros trabalhos. Claramente a relação da ingestão de vapor pelo capilar tem que ser mais bem estudada e modelada para que possa ser englobada no modelo atual, melhorando os resultados das pressões e consequentemente das vazões calculadas.

Por fim foi elaborado um roteiro que visa auxiliar no projeto de sistemas operando com dispositivo de expansão PWM.

9 CONCLUSÕES

Este trabalho se propôs a estudar a expansão de refrigerante, tanto fixa como variável, aplicada a meso-sistemas de refrigeração, ou seja, refrigeração de pequeno porte. O compressor utilizado foi o Microcompressor Embraco, equivalente a outros disponíveis no mercado para a mesma aplicação, cobrindo a faixa de 20 W a 300 W e suportando vazões de 0,2 kg/h a até 6 kg/h.

Simulações prévias mostraram que para que o Microcompressor operasse sob as condições requeridas a restrição necessário no dispositivo de expansão deveria ser imensa e por isso inviável se fossem utilizados capilares convencionais. Deste ponto é que surgiu a primeira etapa do trabalho, avaliando a expansão em micro-capilares adiabáticos.

Outro fator importante é o fato de os compressores terem velocidade variável e para que seja possível atender drásticas variações em condições de operação e maximizar o desempenho do sistema é fundamental que haja um dispositivo de expansão também de capacidade variável. A grande parte das válvulas de expansão eletrônicas disponíveis hoje no mercado não atenderiam a especificação para a meso-refrigeração, tanto por serem volumosas e consumirem muita energia, tanto por não apresentar a restrição adequada. Vem deste ponto a segunda frente de trabalho, estudando a expansão em dispositivos PWM.

Parte I - Capilares Adiabáticos

9.1 Trabalho Experimental – Projeto dos Experimentos

O experimento foi planejado de acordo com a teoria estatística de projeto dos experimentos, visando a redução do número de rodadas e identificar os fatores com maior contribuição sobre a variável dependente, a vazão mássica. Os Fatores estudados foram o sub-resfriamento (5°C e 10°C), a pressão de condensação (9 bar e 18 bar), o comprimento (1 m e 2 m) e o diâmetro do capilar, este último com três níveis devido a sua característica não-linear (0,23 mm, 0,38 mm e 0,45 mm).

Testes extras com outros dois diâmetros (0,26 mm e 0,51 mm) e diferentes condições de operação foram utilizados para validar o experimento. Os principais pontos observados são destacados a seguir:

- os experimentos do projeto fatorial cobriram uma faixa de vazão variando de cerca de 0,29 kg/h até 2,93 kg/h, abrangendo uma região típica do segmento da micro-refrigeração. O Conjunto de testes adicionais abre ainda mais esta faixa, cobrindo vazões de até 3,95 kg/h.

- o diâmetro interno (D) é o parâmetro que mais afeta a vazão mássica. Isso se deve ao fato da vazão mássica apresentar uma relação diretamente proporcional ao diâmetro interno elevado a $5/2$. O comprimento do tubo capilar, L , e a pressão na entrada do dispositivo de expansão, Pe , tem magnitudes de efeito parecidas, no entanto, opostas entre si. Com o aumento do comprimento do tubo capilar a uma redução na vazão, enquanto que com o aumento da pressão de condensação (pressão na entrada) a um aumento na vazão. Dos quatro fatores abordados neste estudo, o sub-resfriamento teve o efeito mais discreto em relação aos demais, sendo que com o aumento do sub-resfriamento há uma ligeira elevação na vazão mássica.

- Dos efeitos combinados, chamam a atenção a relação não linear do diâmetro, D^2 , da pressão de entrada com o diâmetro, $Pe.D$, e do comprimento com o diâmetro, $L.D$. Essas três relações são mais significativas que as variáveis Pe , L e Sub e fica evidente a grande importância do diâmetro interno do tubo capilar em aplicações desta ordem de grandeza.

- O ajuste com o banco de dados do projeto fatorial foi 100% previsto na faixa de $\pm 10\%$ e com valor RMS de 4,6%. Dos testes extras, quando aplicado na faixa de 0,45 mm a 0,23 mm a correlação se mostrou satisfatória, com apenas dois pontos com desvio de mais de 10% e valor RMS de 6,0%.

- Embora a correlação proposta seja de fácil implementação e exija poucos recursos computacionais, seu uso se restringe à faixa empregada no experimento fatorial, podendo produzir resultados pouco realistas caso seja empregada para extrapolações. Tal fato pode ser observado

quando comparados os resultados para o capilar de 0,53 mm, extrapolando os limites da correlação e sem sucesso de previsão.

9.2 Trabalho Experimental – Vapor na entrada do dispositivo de expansão.

A ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão é um questão importantíssima do ponto de vista da aplicação de sistemas. O Objetivo aqui foi estudar de maneira qualitativa o efeito da entrada de vapor no dispositivo de expansão, visto que o experimento foi realizado sem nenhuma métrica de projeto de experimento. No entanto resultados muito interessantes foram observados e um resumo dos principais pontos encontrados são apresentados a seguir:

- O estudo mostrou que o sistema sofre forte influência devido a ingestão de vapor pelo dispositivo de expansão. Para todas as condições testadas a presença de mínimas porções de vapor já eram percebidas devido ao aumento na dispersão da vazão mássica medida. Com o aumento da fração de vapor ingerida pelo capilar os níveis de vazão caem cada vez mais acentuadamente.

- Sob condição HBP, com capilar de 0,45 mm, a bancada foi capaz de levar o capilar a ingerir refrigerante desde o sub-resfriado a 2 °C a até título de 2% em massa de vapor sem perder o controle sobre as variáveis operacionais. A faixa de vazões medidas foi de 2,4 kg/h a 1,2 kg/h, cerca de 50% menor que vazão obtida com a entrada de líquido no dispositivo, e a dispersão chega a $\pm 25\%$ da vazão média.

- Sob condição LBP, com capilar de 0,23 mm, a bancada foi capaz de levar o capilar a ingerir refrigerante desde o sub-resfriado a 3 °C a até título de 0,7% em massa de vapor sem perder o controle sobre as variáveis operacionais. Nesta condição as primeira bolhas já foram observadas ainda quando sub-resfriamento de aproximadamente 3°C era medido. A faixa de vazões alcançadas foram de 0,30 kg/h a 0,19 kg/h, cerca de 50% menor que vazão obtida com a entrada de líquido no dispositivo, e a dispersão chega a $\pm 25\%$ da vazão média.

- Foram calculados diâmetros equivalentes para os tubos capilares que fossem capazes de fornecer a vazão mássica medida. Os resultados mostram que para o capilar de 0,45 mm a passagem de vapor de 0,7 % a 2,0% em título levam a redução equivalente de 4 % a 23 % sobre o diâmetro real do capilar. Já para o capilar de 0,23 mm, a passagem de escoamento bifásico com título entre 0,2% e 0,7% levam a redução equivalente de 10 % a 23 % sobre o diâmetro real do capilar. Ou seja, capilares com maior restrição são mais sensíveis a passagem do mesmo título de vapor.

- Foi proposta uma correlação que relaciona o título estimado e o diâmetro real do capilar para determinar a redução percentual que o diâmetro deve ter para simular escoamentos bifásicos.

9.3 Modelos Matemáticos

Tanto o modelo diferencial quanto o modelo algébrico tenderam a subestimar as vazões conforme menores diâmetros foram avaliados. Ajustes ao fator de atrito de Churchill e no fator Phi, para o modelo diferencial e algébrico respectivamente, foram propostos. Os modelos também foram comparados com o banco de dados de Boabaid et al. 1994 afim de extrapolar os ajustes propostos. As principais conclusões a respeito dos modelos são:

- A aplicação do ajuste sobre o fator de atrito no modelo diferencial fez com que a dispersão obtida fosse simétrica e com valor RMS de 5,1 %. Todos os pontos foram previstos dentro da faixa de ± 10 %.

- O modelo foi aplicado também ao banco de dados de Boabaid et al. (1994), conjunto de pontos levantados para o escoamento adiabático de HFC-134a através de capilares de diâmetros de 0,606 mm, 0,770 mm, 0,871 mm e 1,05 mm. O resultado foi um valor RMS de 5,7 % e com 91 % dos pontos na faixa de ± 10 %.

- A aplicação do ajuste proposto para a equação algébrica faz com que os resultados tenham uma distribuição simétrica e um valor RMS de 6,2 % com 93% dos dados previstos em uma banda de ± 10 % de erro.

- O banco de dados utilizado por Boabaid et al. (1994) também foi utilizado para a comparação com o ajuste do modelo algébrico, Encontrado um valor RMS de 6,5 % para os 658 pontos (44 referentes a micro capilares e 614 para capilares convencionais). 97% dos pontos foram previstos com margem de erro de $\pm 15\%$ e 91% na faixa de $\pm 10\%$.

Parte II – Capilar Pulsante

9.4 Trabalho Experimental

Foi ajustado o aparato experimental para reproduzir o estudo expansão de HFC-134a por meio de dispositivo de expansão tipo PWM. Os experimentos foram planejados segunda a metodologia de projeto fatorial e um conjunto de 96 testes formou a matriz resposta. O projeto avaliou seis variáveis: a pressão de condensação (9 bar e 15 bar), volume interno (1 ml e 2 ml), o diâmetro interno do capilar (0,45 mm e 0,51 mm), o período de trabalho (1 s e 4 s) e a fração de abertura da válvula (10%, 50% e 90%). Esta última avaliada com três níveis devido a sua natureza não linear enquanto as demais com dois níveis cada. Os detalhes deste estudo são apresnetados a seguir:

- Os resultados deixam evidente o poder da fração de abertura sobre a vazão mássica, sendo o fator com maior efeito. Em seguida a pressão de condensação e o diâmetro do capilar são equivalentes em efeito. O estudo também mostra que o período de abertura e o coeficiente de vazão da válvula são fatores fracos quanto a vazão.

- O mesmo projeto dos experimentos foi utilizado para estudar o efeito sobre a pressão intermediária. Os dois fatores mais relevantes são a pressão na entrada da válvula (condensação) e a fração de abertura.

- O modelo ajustado para a previsão da pressão intermediária foi satisfatório, com mais de 90% dos pontos dentro de uma faixa de incerteza de $\pm 20\%$. Já para as vazões, a previsão ficou na faixa de $\pm 30\%$ em mais de 90% dos casos.

9.5 Modelo Matemático

- O modelo numérico não foi capaz de representar adaquedamente a física dentro da câmara intermediária e prejudicou a previsão das pressões, superestimando a maior parte dos testes que ficou com valor RMS de 40%. Este fato não afetou significativamente as estimativas de vazão que se manteve dentro de uma faixa de $\pm 30\%$ em mais de 90% dos casos.
- A comparação com os dados de Ronzoni et al. (2011) mostram que o modelo responde melhor a maiores vazões. No entanto continua superestimando os níveis de pressão na câmara intermediária.
- Rodadas de teste com visualização do volume intermediário foram feitas para tentar esclarecer a dinâmica do escoamento e ajudar em futuros trabalhos. Claramente a relação da ingestão de vapor pelo capilar tem que ser mais bem estudada e modela para que possa ser englobada no modelo atual, melhorando os resultados das pressões e consequentemente das vazões calculadas.
- Por fim foi elaborado um roteiro que visa auxiliar no projeto de sistemas operando com dispositivo de expansão PWM.

9.6 Sugestões para Trabalhos Futuros

Embora o presente trabalho tenha produzido resultados bastante interessantes e promissores, existe espaço para outros trabalhos com foco em dispositivos de expansão para sistemas de refrigeração de pequena capacidade. Algumas sugestões de trabalho são indicadas a seguir:

- Aprofundar o estudo sobre a entrada de vapor em dispositivos de expansão e suas consequências sobre o sistema de refrigeração;
- Ajustar o modelo algébrico para cobrir diferentes faixas de operação.

- Estudar o acoplamento de dispositivos de expansão com o compressor atuando com velocidade variável;
- Estudo de estratégias de controle sobre a válvula PWM para maximizar o desempenho de sistemas de refrigeração;
- Entender como a modulação PWM pode evitar a ingestão de vapor que leva a ruídos de expansão, como popping noise ou scratching noise.

10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APREA, C. **Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C**. Applied Thermal Engineering, v. 22, n. 2, p. 205-218, fev 2002.

BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL. **Redução dos níveis de emissão de CO₂ do Brasil**. Disponível em:< <https://ben.epe.gov.br/>>, 2011.

BARBOSA, JR., J.R., **Turbulência em sistemas bifásicos gás-líquido**, In: C.J. Deschamps and J.R. Barbosa, Jr. (Eds.) III Escola de Primavera em Transição e Turbulência (Mini-cursos), Florianópolis, SC, pp. 115189. 2002.

BITTLE ROBERT R. AND R. STEVEN WEIS. **New insights into two-phase viscosity models used in capillary tube flow models**. Private communication, 2002.

BOABAID NETO, C. B., **Análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil 1994.

BOENG. J. C. MELO. **Mapping the Energy Consumption of Household Refrigerators by Varying the Refrigerant Charge and the Expansion Restriction**. Proc. of the IIR 3rd Workshop on Refrigerant Charge Reduction in Refrigerating Systems. 2012.

BOLSTAD, M.M. and R.C. JORDAN. **Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device**. Journal of the ASRE - Refrigerating Engineering (December), 519-523. 1948.

BORKAR,S. **Design challenges of technology scaling**. IEEE Micro, 19(4), 23-29.1999.

BOX, G. E. P., HUNTER, W. G., HUNTER, J. S., **Statistics for experimenters. An introduction to design, data analysis, and model building**, John Wiley & Sons, New York, NY, USA. 1978.

CARNAHAN, B., LUTHER, H. A., WILKES, J. O., **Applied numerical methods**, John Wiley & Sons, New York, NY, USA. 1969.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C. **The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube.** ENERGY, 2002. Vol. 27: 391-404.

CHUNG, M., **A numerical procedure for simulation of Fanno flows of refrigerants or refrigerants mixture in capillary tubes,** ASHRAE Transactions, Vol. 104, Part 2, pp. 1031-1043. 1998.

CHURCHILL S. W., **Friction factor equation spans all fluid flow regimes,** 12th International Congress of Refrigeration, Madrid, Spain, pp. 1069-1077. 1977.

CICCHITTI, C. LOMBARDI, M. SILVESTRI, G. SOLDAINI, AND R. ZAVATTARELLI. **Two-phase cooling experiments - pressure drop, heat transfer, and burnout measurements.** Energia Nucleare, 7(6): 407-425, 1960.

CUNHA, A. F. V, **Escoamento de HCFC22 através de tubos capilares para aplicações de refrigeração comercial,** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 2001.

DA SILVA, D. L. **“Análise teórico experimental do escoamento transcrito de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos”,** Dissertação, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 2008.

DOEBELIN, E. O., **Engineering experimentation: Planning, execution, reporting.,** McGraw-Hill international editions. 1995.

DOSSAT, R.J., **Princípios de Refrigeração,** 1a ed., Hemus, 1961.

DUKLER, A. E., WICKS, M., CLEVELAND, R. G., **Pressure drop and hold-up in two-phase flow,** AIChE Journal, Vol. 10, pp. 38-51. 1964.

EKREN, O., SAHIN, S., ISLER, Y. **Comparison of Different Controllers for Variable Speed Compressor and Electronic Expansion Valve,** International Journal of Refrigeration, 2010..

ERTH, R. A., **Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction,** Ph.D. thesis, Purdue University, West Lafayette, IN, USA. 1970.

EUROPEAN COMMITTEE OF DOMESTIC EQUIPMENT MANUFACTURERS. **Padrão de evolução na comercialização de eletrodomésticos produtores de frio**. Disponível em: <<http://www.cecce.org/>>, 2012.

FAUSKE, H. K., **Contribuiton to the theory of the two phase, one component critical flow**, Internal Report, Argonne National Laboratory, Argonne, IL, USA. 1962.

FIELD B. S. AND P. S. HRNJAK **Two-Phase Pressure Drop and Flow Regime of Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures in Small Channels**, ACRC Illinois University, 2007.

FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD, A. T., **Introdução à mecânica dos fluidos**, 6ªed., LTC. 2006.

GONÇALVES, J. M., MELO, C. **Experimental and Numerical SteadyState Analysis of a Top-Mount Refrigerator**. 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, 2004 – USA, 8p.

GONÇALVES, J.M., **Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 1994.

HERMES, C. MELO, C.; GONÇALVES, J. **Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation**. International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 8, p. 1358-1367, dez 2008.

HERMES, C.J.L., **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, p.285. 2010.

HERMES, C.J.L., MELO, C., GONÇALVES J. M., **“Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation”**, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1358-1367. 2008.

HERMES, C.J.L., MELO, C., KNABBEN, F.T., **“Algebraic solution of capillary tube flows. Part I: Adiabatic capillary tubes”**, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 449-457. 2010.

HERMES, C.J.L., **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, p.273. 2006.

IIR, T.; COUNCIL, T. **A Word from the Director IIR listing of refrigeration research priorities**. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, n. 7, p. 973-976, nov 2010.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. Disponível em:< <http://www.ibge.gov.br/home/>>.2011.

JEONG, S. **A quel point estil difficile de réaliser un réfrigérateur miniaturisé?** *International Journal of Refrigeration*, v. 27, n. 3, p. 309-313, maio 2004. Tayd et al., 2013.

MARCINICHEN, J. B.; MELO, C. **Comparative analysis between a capillary tube and an electronic expansion valve in a household refrigerator**. *Refrigeration and air conditioning*, p. 1-8, 2006.

MARCY, G.P. **Pressure Drop with Change of Phase in a Capillary Tube**. *Journal of the ASRE - Refrigerating Engineering*, 53-57. 1949.

MCADAMS, W. H., WOODS, W. K., E BRYAN, R. L., **Vaporization inside horizontal tubes – II – Benzeneoil mixtures**, *Transactions of the ASME*, Vol 64, pp. 193. 1942.

MELO. C. R.T.S. FERREIRA AND R.H. PEREIRA. **Modeling Adiabatic Capillary Tubes: A Critical Analysis**. *Proc. of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. pp. 113-122. 1992.

MELO, C. **An experimental analysis of adiabatic capillary tubes**. *Applied Thermal Engineering*, v. 19, n. 6, p. 669-684, jun 1999.

MEZAVILA, M.M., **Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 1995.

MIKOL, E. P., DUDLEY, J. C., **A visual and photographic study of the inception of vaporization in adiabatic flow**, *Journal of Basic Engineering*, [S. 1.], pp. 257-264, Jun. 1964.

MIKOL, E.P., **Adiabatic Single and Two-Phase Flow in Small Bore Tubes** ASHRAE Journal (November), 75-86.1963.

MOFFAT, R. J., **Describing the uncertainties in experimental results**, Experimental thermal and fluid science, Vol. 1, pp. 3-17.1988.

MOODY, L. F., **Friction factors for pipe flows**, Transactions of the ASME, [S.1.], Vol. 66, n° 8, pp. 671-684, Nov. 1944.

MUNSON, B. R., YOUNG, D. F., OKIISHI, T. H., **Fundamentals of fluid mechanics**, John Wiley & Sons, USA. 1990.

OWEN, D. G., **An experimental and theoretical analysis of equilibrium annular flow**, PhD thesis, University of Birmingham. 1986.

POTTKER, G.; MELO, C. **Experimental study of the combined effect of the refrigerant charge, compressor speed and expansion valve opening in a refrigeration system**. P. 1-8, 2007.

PROSEK, J. R., **A practical method of selecting capillary tubes**, Refrigerating Engineering, pp. 644-647.1953.

RAMGOPAL, M. [**Lecture Notes**]: Lesson 24 - Expansion Devices. Indian Institute of Technology, Kharagpur, Índia, [2012]. Disponível em: <http://nptel.iitg.ernet.in/Mech_Engg/IIT%20Kharagpur/Refrigeration%20and%20Air%20Conditioning.htm>. Acesso em: 09 setembro 2012.

RONZONI, A. F. HERMES, C. J. L.; MELO, C. **A study of pwm-induced flows through serial expansion valve / capillary tube arrangements**. Test, 2011.

S. A. Klein D. T. Reindl K. Brownell. Refrigeration System Performance Using Liquid-Suction Heat Exchangers. International Journal of Refrigeration. vol. 23, pp. 588-596. 2000.

SEIXLACK, A.L., **Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares**, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 1996.

SHAMES, I. H., **Mecânica dos fluidos**, Vol. 2, Edgard Blücher, Brasília. 1973.

STAEBLER, L. A., **Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control**, Refrigerating Engineering, [S.1.], Vol. 55, n° 1, pp. 55-59 and 102-105, Jan. 1948.

STOECKER, W. F., JONES, J. W., **Refrigeração e ar condicionado**, McGraw Hill, São Paulo. 1985.

SWART, R. H.. Capillary tube heat exchangers. **Refrigerating Engineering**, [S.I.], v. 54, n.9, p. 221-249, Sept. 1946.

TAYDE M. M., PRANAV D. P. K., **Optimum Choice of Refrigerant for Miniature Vapour Compression Refrigeration System**. Volume : 3 | Issue : 3 | March 2013 | ISSN - 2249-555. Sinhgad Institute of Technology, Lonavala, Índia. 2013.

THIESSEN, M.R., KLEIN, F.H, **Flow rate control system in refrigeration circuits, method for controlling a refrigeration system**, World Intellectual Property Organization, Patent WO 2007/118293 A2. 2007.

TILLNER-ROTH, R. AND BAEHR, H.D., "An international standard formulation of the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) covering temperatures from 170 K to 455 K at pressures up to 70 MPa," J. Phys. Chem. Ref. Data, 23:657-729, 1994.

UNGAR, E. W., STEIN, R. A., BOYD, R. S., BECK, W., D., **Analysis of the potentialities of using analog computers in the development of residential refrigeration (phase I)**, Report to Whirlpool Corporation, Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio. 1960.

VJACHESLAV, N., ROZHENTSEV, A., WANG, C.-C. **Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines**. Energy Conversion and Management, 2001. Volume 42, Issue 18, Pages 2083-2095.

WHITE, F. M., **Fluid mechanics**, fifth edition, McGraw-Hill Professional. 2004.

WHITESEL, H.A. **Capillary Two-Phase Flow, Part 11**. Refrigerating Engineering, 35-40.76Cooper et al. (1957). 1957.

WHITESEL, H.A. **Capillary Two-Phase Flow**. Refrigerating Engineering (April), 42-44, 98-99. 1957.

YILMAZ, T., ÜNAL, S., **General Equation for the Design of Capillary Tubes**, Transactions of the ASME, Vol. 118, pp. 150-154. 1996.

ZHANG, C. MA, S. CHEN, J.; CHEN, Z. **Experimental analysis of R22 and R407c flow through electronic expansion valve**. **Energy Conversion and Management**, v. 47, n. 5, p. 529-544, mar 2006.

ZHANG, C., DING, G., “**Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube**”, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 27, pp. 17–24. 2004.

APÊNDICE A – MEDIÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO DOS TUBOS CAPILARES

O diâmetro interno dos tubos capilares merece atenção redobrada devido a sua influência tão significativa sobre a vazão mássica. A incerteza em relação a esta grandeza reflete de maneira ampliada em relação a vazão mássica/capacidade calculada.

O relatório a seguir descreve um procedimento validado e seguro para a medição do diâmetro interno de capilares.

1A Corte e medição do diâmetro externo dos tubos capilares

Amostras devem ser retiradas, de preferência, de diferentes posições do rolo do capilar. Devem ser separados os trechos dos tubos capilares a serem medidos, tendo o cuidado de manter suas identificações durante todo o processo. Esses tubos devem ser cortados com comprimento de aproximadamente 20 mm, sempre levando em consideração o fato de não deformá-los e de mantê-los desobstruídos.



Figura 1a - Primeiras etapas da medição do diâmetro interno de tubos capilares.

O passo seguinte consiste na medição de seus diâmetros externos. Para isso foi utilizado um micrômetro IP65 da Insize com incerteza de medição de 0,001 mm.

Cada trecho de capilar terá de ser medido três vezes ao longo de seu comprimento, e essas medidas aleatórias resultarão em uma média

do diâmetro real do tubo. Todos esses dados devem ser salvos e identificados em uma planilha onde será calculada a faixa de incerteza dentro da qual o valor medido deve estar. Portanto, é preciso conhecer a incerteza do aparelho σ_b e o desvio padrão das medições, σ_a . A incerteza combinada é dada pela seguinte equação:

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_a)^2 + (\sigma_b)^2} \quad (A1)$$

Onde σ_a é o valor do desvio padrão da média, $\sigma_a = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$, sendo σ o desvio padrão e n a quantidade de medições.

2A Amostras

O POLO, levando em consideração as preocupações na fase de preparação das amostras, que vem a ser: i) manter ao máximo a perpendicularidade entre o plano de apoio e os tubos, ii) inserir resina polimérica dentro do tubo capilar e iii) manter a forma original, evitando deformações provenientes do corte dos tubos ou do manuseio das amostras, elaborou um procedimento padrão para a preparação destas amostras e que deve ser seguido a risca. Todos os detalhes deste procedimento estão em [Relatório].

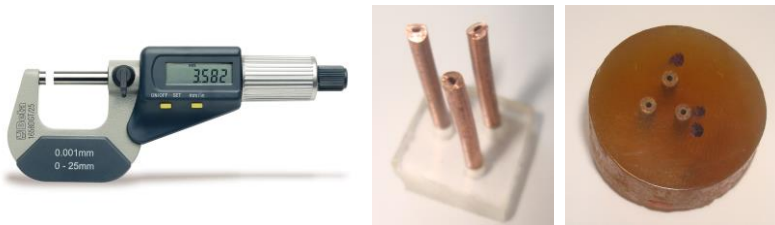


Figura 2a - Medição do diâmetro externo, fixação, embutimento das amostras e acabamento superficial.

3A Imagem

Com as amostras finalizadas o próximo passo é obter imagens ampliadas e de altíssima qualidade de cada uma delas. Para isso um microscópio óptico SMZ800SYS, fabricado pela Sellex.

O procedimento se dá da seguinte maneira:

A amostra embutida é posicionada adequadamente em relação ao microscópio, em mesa nivelada. Em seguida ajusta-se o foco da imagem e posiciona a linha vertical presente na ocular do microscópio de maneira que tangencie uma das extremidades da cavidade interna do capilar. Faz-se então um ajuste fino com a finalidade de aumentar o zoom e melhorar ao máximo o foco para a captura da fotografia. Feito isso basta deslocar o “carro” até os demais tubos da amostra para obter a imagem de cada um deles, sendo que o ajuste fino deverá ser efetuado para cada tubo.

Ao final, após todas as imagens terem sido salvas, dependendo da qualidade da iluminação pode haver excesso de reflexos ou sombras, fatores que podem interferir no procedimento seguinte, logo, recomenda-se a utilização de algum software para manipulação de imagens para suavizar estes pontos. Para isso, vários programas de edição gráfica podem ser utilizados, destacando-se o Photoshop.

O objetivo de modificar essas imagens é o de fazer com que exista forte contraste entre as arestas do capilar, tanto interna quanto externa, e as demais partes da fotografia. Portanto, é importante que tanto a parte externa quanto a interna da seção do capilar sejam escurecidas.

As figuras abaixo ilustra o resultado do tratamento de imagem em tubo capilar de cobre.



a)

b)

Figura 3a– a) Imagem diretamente do microscópio e b) a imagem tratada.

4A Software InternalD

Cada imagem deve então ser computacionalmente processada. Uma ferramenta especialmente projetado para este fim foi elaborado em Matlab, versão 7.8 (R2009a). Denominada *InternalD*, este software é capaz de reconhecer os padrões das interfaces interna e externa do tubo e por meio de relações entre espaço *versus* pixels, calcular o diâmetro interno, uma vez conhecido o diâmetro externo.

Ao iniciar o programa, deve-se importar a imagem do capilar a ser medido. O próximo passo é utilizar a função “Black & White” para alterar a imagem de colorida para preto e branco. Feito isso, o usuário pode finalizar esta etapa por meio do comando “Confirm”. Vale ainda ressaltar que é essencial que toda a área do capilar esteja preenchida com a cor branca. Para isso pode-se recorrer ao filtro (“Filter” e barra de rolagem). Outra opção é clicar, após o comando “Confirm”, sobre pontos não preenchidos com o cursor. Tendo efetuado essas etapas basta clicar duas vezes sobre a área do capilar e então entrar com os dados do diâmetro externo do capilar bem como o seu desvio. Assim, cabe ao software determinar o diâmetro interno do capilar bem como o seu respectivo desvio.

Segue abaixo a um exemplo do processo realizado pelo InternalD.

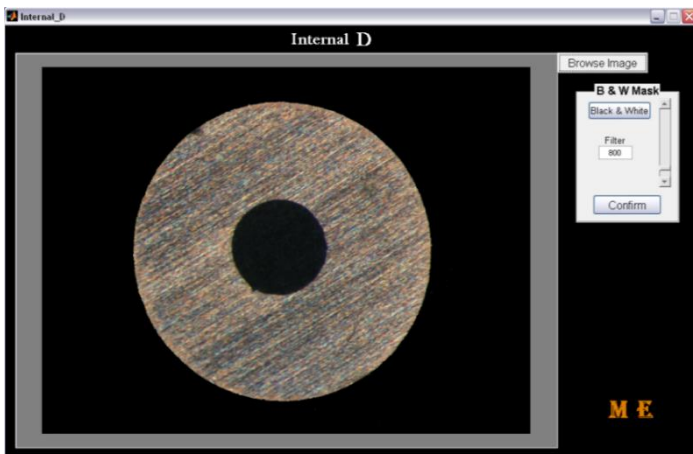


Figura 4a – Software InternalD Antes do processamento.

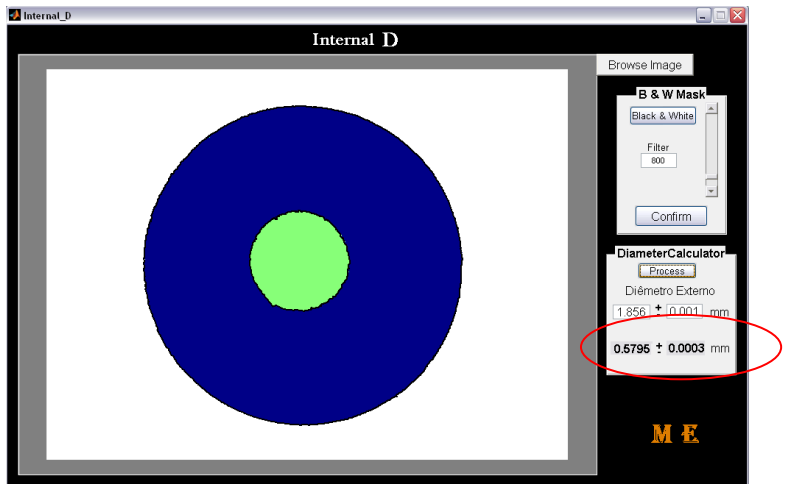


Figura 5a – Software InternalD após do processamento.

5A Processamento dos Resultados

Várias amostras de um mesmo capilar foram analisadas e, com isso, diversos resultados (diâmetro interno) foram obtidos. Assim sendo, um resultado médio deve ser esperado. Pode-se concluir ainda que quanto mais amostras forem utilizadas mais preciso será o resultado.

Pelo fato de cada medição ter sua respectiva incerteza (fornecida pelo software), a média terá uma incerteza propagada, a qual é dada pela seguinte equação:

$$IT = k(\Delta_x + \Delta_y + \Delta_z + \dots)/n \quad (A2)$$

Onde, IT é a incerteza total da medição, Δ_x , Δ_y , Δ_z são as incertezas dos valores do diâmetro interno de cada capilar e n o número de medições. A constante k é o nível de abrangência escolhido, para uma confiança de 95%, igual a 2.

Desta forma, o resultado final será definido pela seguinte expressão:

$$R = (d \pm IT) \text{ mm} \quad (A3)$$

6A Validação

Para validar o procedimento descrito de medição via software interno, a medição também foi realizada na fundação CERTI, especialistas em metrologia e entidade que realizou até o desenvolvimento do software InternalD as medições de acordo com o relatório [Relatório].

Para este passo foram medidos capilares com diâmetro desde a faixa de 0,2 mm até 1,1 mm, cobrindo assim uma enorme faixa de aplicações. Como pode ser visto na figura a seguir, o procedimento se mostrou excelente encontrando, na maior parte dos casos, valores na faixa de $\pm 1\%$ de diferença em relação aos obtidos na Fundação CERTI. Apenas um diâmetro, o de 0,448 mm apresentou um desvio mais elevado, da ordem de 2%.

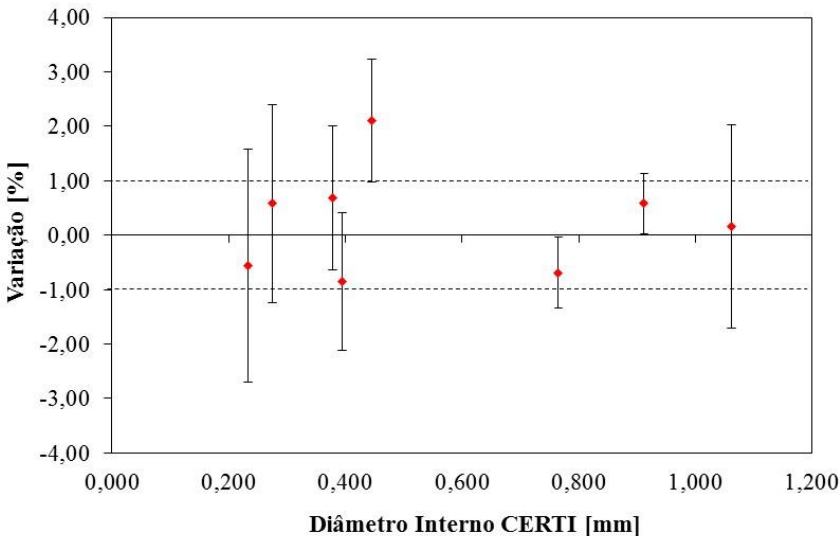


Figura 6a: Comparação entre os resultados obtidos com o software InternalD e as medições realizadas na Fundação CERTI.

Fica claro que o procedimento apresentado pode ser utilizado para a medição do diâmetro interno de tubos capilares e confere ótima qualidade aos resultados obtidos.

APÊNDICE B – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS

A – Matlab/Refprop – Capilares Adiabáticos

```

function
[m_dot,temp,P,H]=CAPm_dot(T_c,T_e,SUB,d_mm,L,multi)
clc
fl='R134a';
deltaT=SUB;
Te=T_c+273.15-deltaT;
Pe=refpropm('P','T',T_c+273.15,'Q',1,fl);

if deltaT > 0
he=refpropm('H','T',Te,'P',Pe,fl);
else
h_sat=refpropm('H','T',Te,'Q',0,fl);
X_entrada=refpropm('Q','P',Pe,'H',h_sat,fl)
he=h_sat;
end

p=Pe;
ds_dp=1;

% while (ds_dp>1e-5)
%     dp=0.000001;
%     s_b=refpropm('S','H',he,'P',p,fl);
%     s=refpropm('S','H',he,'P',p-dp,fl);
%     ds=s-s_b;
%
%     ds_dp=ds/(1000*dp);
%
%     p=p-dp;
% end
%
% P_bloc=p+dp

```

```

% for i=1:T_c-5+30

% for m=1:15
n=600;
% N(m)=n;
e=1/1000000;

% T_c=35;
% T_e=-15;
% deltaT=SUB;
d=d_mm/1000;
% L=2;
% Te=T_c+273.15-deltaT;
% Pe=refpropm('P','T',Te+deltaT,'Q',1,fl);
Ps=refpropm('P','T',T_e+273.15,'Q',1,fl);

% he=refpropm('H','T',Te,'P',Pe,fl);

erroG=1;
erroL=1;
G=20;
Gin=G;
dp=0.000000001;
dh=0.000001;
cont=0;
while ((erroG>=1e-3) & (erroL>=1e-4))

    z=0;
    p=Pe;
    v_dp=1/refpropm('D','P',p+dp,'H',he,fl);
    v_p=1/refpropm('D','P',p,'H',he,fl);
    v_h=v_p;
    v_dh=1/refpropm('D','P',p,'H',he+dh,fl);
    dv_dp_h=(v_dp-v_p)/(1000*dp);
    dv_dh_p=(v_dh-v_h)/dh;
    mi=refpropm('V','P',p,'H',he,fl);

```

```

Re=G*d/mi;

A=(2.457*log(1/((7/Re)^0.9+0.27*e/d)))^16;
B=(37530/Re)^16;
f=multip*8*((8/Re)^12+1/(A+B)^1.5)^(1/12);
T=f*G^2*v_p/8;

dz_dp=-
d*((1+G^2*(v_p*dv_dh_p+dv_dp_h))/(T*(1+G^2*v_p*dv_d
h_p)))/4;
dh_dp=-G^2*v_p*dv_dp_h/(1+G^2*v_p*dv_dh_p);

ds_dh=(1+G^2*(v_p*dv_dh_p+dv_dp_h))/(dv_dp_h*T*G^2)
;
h=he;
dP=(Ps-Pe)/(n-1);
cont=0;

while (p>Ps+1)
    cont=cont+1;
    step(cont)=cont;
    RE(cont)=Re;
    Comp(cont)=z;
    H(cont)=h;

    temp(cont)=refpropm('T','P',p,'H',h,fl)-
273.15;

    p=p+dP;
    z=z+dz_dp*dP*1000;
    h=h+dh_dp*dP*1000;
    Pressao(cont)=p;

X=refpropm('Q','P',Pressao(cont),'H',H(cont),fl);
if X<0

```

```

        X=0;
    end
    Q(cont)=X;

    v_dp=1/refpropm('D','P',p+dp,'H',h,fl);
    v_p=1/refpropm('D','P',p,'H',h,fl);
    v_h=v_p;
    v_dh=1/refpropm('D','P',p,'H',h+dh,fl);
    dv_dp_h=(v_dp-v_p)/(1000*dp);
    dv_dh_p=(v_dh-v_h)/dh;

    mi=viscosity(p,h,fl,1);

    MI(cont)=mi;

    Re=G*d/mi;

    A=(2.457*log(1/((7/Re)^0.9+0.27*e/d)))^16;
    B=(37530/Re)^16;
    f=multip*8*((8/Re)^12+1/(A+B)^1.5)^(1/12);
    T=f*G^2*v_p/8;

    dz_dp=-
    d*((1+G^2*(v_p*dv_dh_p+dv_dp_h))/(T*(1+G^2*v_p*dv_d
    h_p)))/4;
    dh_dp=-G^2*v_p*dv_dp_h/(1+G^2*v_p*dv_dh_p);

    ds_dh=(1+G^2*(v_p*dv_dh_p+dv_dp_h))/(dv_dp_h*T*G^2)
    ;

    ds_dH(cont)=ds_dh;
    P(cont)=p;

    end

```



```

    erroL=abs(L-z);
    Gant=G;

    if (erroL>1e-4)

        G=0.5*Gant*(1+z/L);
    end

end

%plot(step,dsdh)
% Pe
% Ps
% p
% z
% he
% h
% G
m_dot=3600*G*(pi*d^2)/4;
G

% M_dot(m)=m_dot;
%end
hold
plot(Comp,MI)
% figure(1)
% plot(Comp,temp)
% figure(2)
% plot(P,MI)
end

% Q(cont)=refpropm('Q','P',p,'H',h,fl);
%
% p=p+dP;
%
%
```

```

%           if  Q(cont)>=0  &&  Q(cont)<=1  &&
cont_meta<=50
%
%           cont_meta=cont_meta+1
%           h=h;
%           z=z+dz_dp*dP*1000;
%
%       else
%           z=z+dz_dp*dP*1000;
%           h=h+dh_dp*dP*1000;
%       end

```

B – EES - PWM

"_____CALCULA A VAZÃO NO
CAPILAR_____"

PROCEDURE VAZAO_CAP(F\$;D;L;P_C;P_S;H_E:M_CAP)

D=D/1000

P_F=PRESSURE(F\$;H=H_E;X=0) "PRESSÃO DE FLASH"

V_F=VOLUME(F\$;H=H_E;X=0) "VOLUME ESPECÍFICO DE
FLASH"

X=QUALITY(F\$;P=P_C;H=H_E)

PHI=6

f=1/8*(PI/PHI)^2

K=1,63E5*P_F^(-0,72)

$A = V_F * (1 - K)$
 $B = V_F * P_F * K$

IF X>=0 THEN "FORMULAÇÃO PARA VAPOR NA ENTRADA DO CAPILAR"

$M_{CAP} = \Phi * \sqrt{D^5 / L * (((P_C - P_S) / A) + (B / A^2 * \ln((A * P_S + B) / (A * P_C + B))))}$

ELSE "FORMULAÇÃO PARA LÍQUIDO NA ENTRADA"

$M_{CAP} = \Phi * \sqrt{D^5 / L * (((P_C - P_F) / V_F) + ((P_F - P_S) / A) + (B / A^2 * \ln((A * P_S + B) / (A * P_F + B))))}$

ENDIF

END

"_____CALCULA A VAZÃO NA
EEV_____"

PROCEDURE VAZAO_EEV(F\$;P_C;P_I;H_E;C_V;D_EEV:M_EEV)

$\{A_0 = \pi * (D_{EEV} / 2000)^2\}$
 $A_0 = 1$

$V_E = \text{VOLUME}(F\$; P = P_C; H = H_E)$

$\Delta P = P_C - P_I$

$M_{EEV} = A_0 * C_V * \sqrt{2 * (P_C - P_I) / V_E}$

$K = A_0 * C_V$

END

"_____CALCULA PSI E
LAMBDA_____"

PROCEDURE PSI_LAMBDA(P_I;psi;lambda;d_psi;d_lambda)

A_PSI=-2,508

B_PSI=2,37E-4

C_PSI=-2,51E-10

D_PSI=1,51E-16

E_PSI=-3,49E-23

psi =A_PSI+B_PSI*P_I+C_PSI*P_I^2+D_PSI*P_I^3+E_PSI*P_I^4

A_LAMBDA=3,75E2

B_LAMBDA=7,73E-3

C_LAMBDA=-6,72E-10

lambda=A_LAMBDA+B_LAMBDA*P_I+C_LAMBDA*P_I^2

d_psi=B_PSI+2*C_PSI*P_I+3*D_PSI*P_I^2+4*E_PSI*P_I^3

d_lambda=B_LAMBDA+2*C_LAMBDA*P_I

END

"__CALCULA O ACOPLAMENTO ENTRE
CAPILAR+VOLUME+EEV_____"

PROCEDURE

SOLVE(F\$;T_C;T_E;DELTAT_SUB;D;L;C_V;D_EEV;VOL;N_TOT
AL;TAU;DC;N_T;P_I_MEDIO;M_DOT_MEDIO;V_MAX)

t=0

DELTA_t=TAU/N_T

DC=DC/100

P_C=P_{SAT}(F\$;T=T_C)

P_I=P_C

VOL=VOL/1e6

V_E=VOLUME(F\$;P=P_I;T=T_C-DELTA_T_{SUB})

M=VOL/V_E

n=0

J=0

MEDIA=1

ERRO=10

P_E=P_{SAT}(F\$;T=T_E)

H_E=ENTHALPY(F\$;P=P_C;T=T_C-DELTA_T_{SUB})

{H_E=ENTHALPY(F\$;P=P_C;X=X)}

H_I=H_E

REPEAT "NÚMERO DE PERÍODOS"

T_{ON}=TAU*(n+DC)

REPEAT "AO LONGO DO PERÍODO"

J=J+1

CALL VAZAO_CAP(F\$;D;L;P_I;P_E;H_I;M_{CAP})

IF t <=T_{ON} THEN

```
CALL VAZAO_EEV(F$,P_C;P_I;H_E;C_V;D_EEV:M_EEV)
```

```
ELSE
```

```
M_EEV=0
```

```
ENDIF
```

```
dM=M_EEV-M_CAP
```

```
CALL PSI_LAMBDA(P_I;psi;lambda;d_psi;d_lambda)
```

```
dP=dM*(H_E-psi)/(1000*(M*d_psi+VOL*d_lambda))
```

```
M=M+dM*DELTA t
```

```
P_I=P_I+dP*DELTA t
```

```
V_I=volume(f$;P=P_I;x=0)
```

```
V_EEV=M_EEV*V_I/(pi*0,0008^2)
```

```
L_volume=V_I*M/(pi*(2,2/1000)^2)
```

```
L_total=VOL/(pi*(2,2/1000)^2)
```

```
Vol_calc=L_volume*pi*(2,2/1000)^2
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'M_CAP')=3600*M_CAP
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'M_EEV')=3600*M_EEV
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'TEMPO')=t
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'P_I')=P_I/100000
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'dP')=dP
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'MASSA')=M
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'T_ON')=T_ON
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'L_volume')=L_volume*1000
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'L_TOTAL')=L_total*1000
```

```
LOOKUP('DADOS';J;'Velocidade_EEV')=V_EEV
```

t=t+DELTA_t

UNTIL (t=(n+1)*TAU)

IF n>1 THEN

MEDIA_NEW=AVGLOOKUP('DADOS'; 'M_CAP';J-N_T; J)

ERRO=ABS(MEDIA-MEDIA_NEW)

MEDIA = MEDIA_NEW

LOOKUP('MÉDIAS';1;'M_CAP_MÉDIO') = MEDIA

ENDIF

n=n+1

UNTIL (ERRO<1E-2)

LOOKUP('MÉDIAS';1;'P_I_MÉDIA') =AVGLOOKUP('DADOS';
'P_I';J-N_T; J)

P_I_MEDIO=AVGLOOKUP('DADOS'; 'P_I';J-N_T; J)

M_DOT_MEDIO=AVGLOOKUP('DADOS'; 'M_CAP';J-N_T; J)

V_MAX=MAXLOOKUP('DADOS';'Velocidade_EEV';J-N_T;J)

END

" _____PRINCIPAL_____ "

PROCEDURE

PRINCIPAL(CV;T_E;T_C;DELTAT_SUB;D;L;VOL;TAU;DC:P_I_M
EDIO;M_DOT_MEDIO;V_MAX)

F\$='R134A'

P_C=P_SAT(F\$;T=T_C)

"CONDIÇÕES OPERACIONAIS DO SISTEMA"

{T_E=-15 [C]}

DELTAT_SUB=DELTAT_SUB

{X=0,1}

"CAPILAR"

D=D

L=L

"EMEV"

D_EEV=1,6

"VOLUME INTERMEDIÁRIO"

VOL=VOL

"CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DA EMEV"

TAU=TAU

DC=DC

N_TOTAL=1 "NÚMERO DE PERÍODOS ANÁLISADOS !!NÃO ESÁ
EM OPERAÇÃO!!"

N_T=200 "FRAÇÃO DE DELTAt"

CALL

SOLVE(F\$;T_C;T_E;DELTAT_SUB;D;L;CV;D_EEV;VOL;N_TOTA
L;TAU;DC;N_T:P_I_MEDIO;M_DOT_MEDIO;V_MAX)

END

"_TESTE CONDIÇÃO ÚNICA_____"

CALL

PRINCIPAL(CV;T_E;T_C;DELTAT_SUB;D;L;VOL;TAU;DC:P_I_M
EDIO;M_DOT_MEDIO;V_MAX)

CV=4e-8

T_C=35

VOL=1 [ml]

D=0,51 [mm]

TAU=1

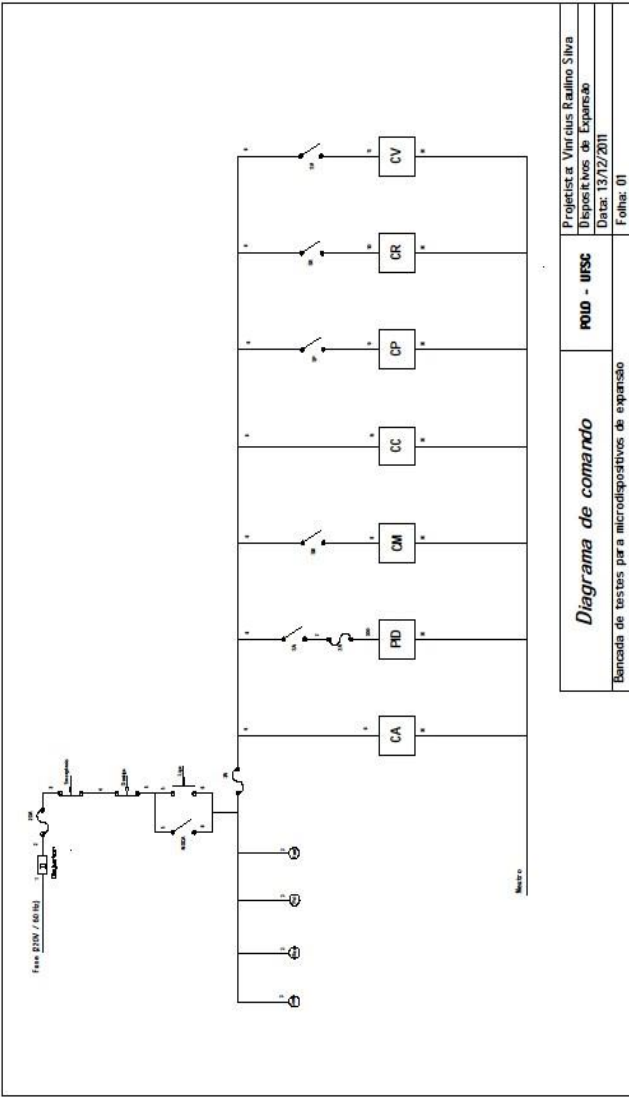
DC=50

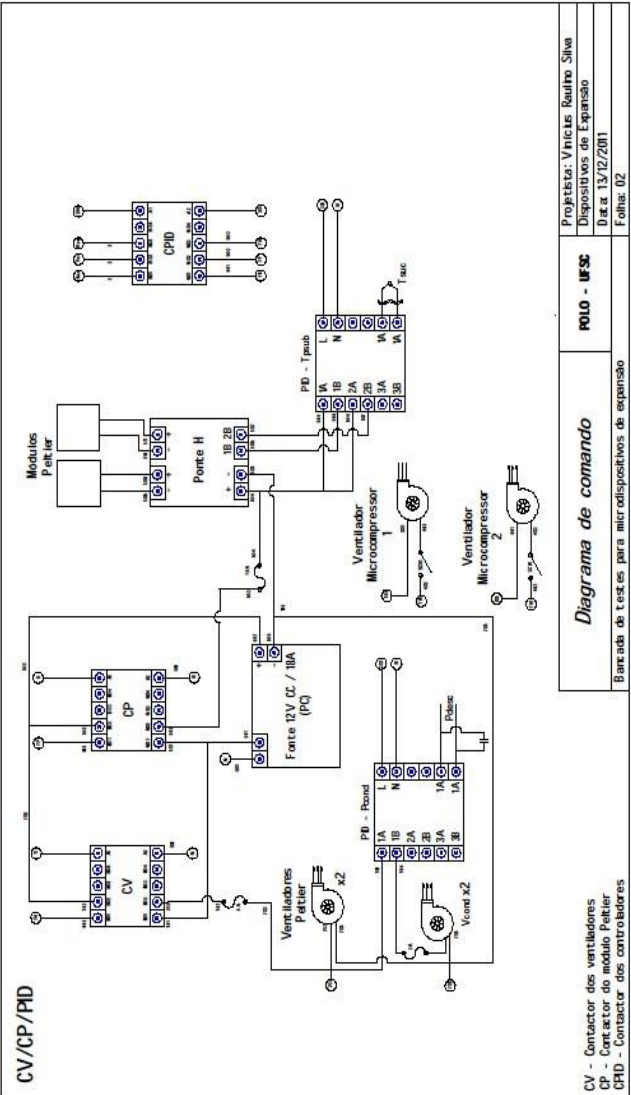
T_E=-10

L=1 [m]

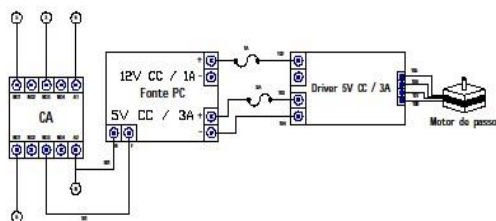
DELTAT_SUB=5

ANEXO 1 – DIAGRAMA DE COMANDO: SUBSISTEMA ELÉTRICO



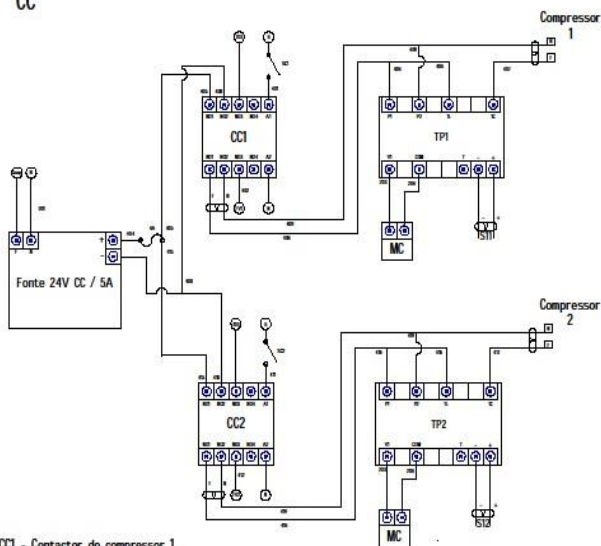


CA



CA - Contactora auxiliar

CC



CC1 - Contactor do compressor 1
 CC2 - Contactor do compressor 2

Diagrama de comando

POLO - UFSC

Projetista: Vinicius Raulino Silva

Dispositivos de Expansão

Data: 13/12/2011

Folha: 03

Bancada de testes para microdispositivos de expansão

